

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenieras Físicas y Formales
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica Eléctrica
Y Mecatrónica**



**“PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE
REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE
MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 kW”**

Tesis presentada por el Bachiller:

Vásquez Quiroz, Guido Alonso

Para optar el Título Profesional de

Ingeniero Mecánico Eléctricista

Asesor:

Dr. Gordillo Andía, Carlos

Arequipa- Perú

2020

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA ELECTRICA Y MECATRONICA
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR DE TESIS

Arequipa, 01 de Julio del 2020

Dictamen: 000714-C-EPIMMEM-2020

Visto el borrador de tesis del expediente 000714, presentado por:

2007701671 - VASQUEZ QUIROZ GUIDO ALONSO

Titulado:

**PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR
ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES DE UNA CAPACIDAD DE 256 KW**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

1530 - FERNANDEZ BARRIGA CAMILO GRIMALDO
DICTAMINADOR



1828 - GORDILLO ANDIA CARLOS ALBERTO
DICTAMINADOR



DEDICATORIAS

Dedico este trabajo a mis padres que siempre estuvieron para apoyarme desde los primeros días de mi vida y ante las adversidades que surgieron en el camino siempre confiaron en mí en todo momento, gracias a todo ese sacrificio hoy les agradezco, a mis hermanos y a mi novia por estar siempre presentes incondicionalmente, así como a los buenos amigos que conocí mientras estaba en salón de clases.



AGRADECIMIENTOS



Agradezco a los profesores de la Universidad Católica Santa María, pero sobre todo a Dios, quien me guio en todo.

RESUMEN

El presente trabajo fue proyectado en el distrito de Majes, departamento de Arequipa en referencia al Proyecto Majes Siguas II, aprovechando la estadística agrícola de los productos cosechados en las pampas de majes siguas, así como la estacionalidad de cosechas de la empresa Pampa Baja S.A.C.

La planta fue proyectada con una sala de procesos sin climatizar como son el área de recepción, pesaje, dosificación, lavado, empaquetado, pesado, embalado, palletizado. También estará constituida los distintos ambientes climatizados: 2 túneles de enfriamiento, 6 cámaras de almacenamiento, una antecámara y un despacho. Esta planta permitirá mantener los productos seleccionados como uva, palta, mandarina, granada y alcachofa a temperaturas entre 0°C y $+7^{\circ}\text{C}$ durante un tiempo máximo de 7 días y así evitar su exposición de elevadas temperaturas exteriores.

Se calculó la planta para una potencia de 256 kW, bajo un sistema de refrigeración por absorción utilizando como refrigerantes y absorbentes el par agua (glicol al 40 %) y amoniaco respectivamente. Se seleccionó cuatro máquinas de absorción cada una de 64 kW cada una cuenta con un sistema independiente constituido por un absorbedor, un generador, un evaporador y un condensador en su estructura. Estas máquinas, también conocidas como chillers de enfriamiento, fueron proyectadas a funcionar mediante energía solar utilizando captadores solares, aprovechando la radiación promedio existente en la ubicación del proyecto, como también harán uso de energía auxiliar como el Gas Natural.

En el presente proyecto se ha concluido que tendrá un retorno en 11 años, con una inversión de 1,866,729,73 dólares, para ello se calculó el beneficio estimado del sistema de refrigeración por absorción en comparación con el sistema de refrigeración por compresión de vapor, estimando un ahorro de 165,236,64 dólares.

Palabras Clave:

Agroindustrial, Refrigeración, Absorción, Captadores Solares.

ABSTRACT

This work was projected in the district of Majes, department of Arequipa in reference to the Majes Siguas II Project, taking advantage of the agricultural statistics of the products harvested in the pampas of Majes Siguas, as well as the seasonality of harvests of the company Pampa Baja S.A.C.

The plant was designed with a non-air-conditioned process room such as the reception, weighing, dosing, washing, packing, weighing, packing, palletizing area. The different air-conditioned environments will also be constituted: 2 cooling tunnels, 6 storage chambers, an antechamber and an office. This plant will keep selected products such as grapes, avocados, tangerines, pomegranates and artichokes at temperatures between 0°C and $+7^{\circ}\text{C}$ for a maximum time of 7 days and thus avoid exposure to high outdoor temperatures.

The plant was calculated for a power of 256 kW, under an absorption cooling system using water (40% glycol) and ammonia as coolants and absorbents respectively. Four absorption machines were selected, each one of 64 kW, each with an independent system consisting of an absorber, a generator, an evaporator and a condenser in its structure. These machines, also known as cooling chillers, were designed to work by solar energy using solar collectors, taking advantage of the average radiation existing in the project location, as well as making use of auxiliary energy such as Liquefied Petroleum Gas.

In this project it has been concluded that it will have a return in 26 years, with an investment of \$ 1 866 729,73, for this the estimated benefit of the absorption refrigeration system was calculated compared to the traditional refrigeration system or by vapor compression, estimating a savings of \$ 70 911,72.

Keywords:

Agribusiness, Refrigeration, Absorption, Solar Collectors.

ÍNDICE

DICTAMEN APROBATORIO.....	¡Error! Marcador no definido.
DEDICATORIAS.....	iii
AGRADECIMIENTOS.....	iv
RESUMEN.....	v
ABSTRACT.....	vi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE GRÁFICAS.....	xv
LISTADO DE ACRÓNIMOS.....	xvi
CAPITULO I GENERALIDADES DEL PROYECTO.....	1
INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 GENERALIDADES.....	3
1.2 ANTECEDENTES.....	4
1.3 IDENTIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	5
1.4 LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	7
1.5 JUSTIFICACIÓN.....	8
1.5.1 JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA.....	8
1.5.2 JUSTIFICACIÓN TÉCNICA.....	8
1.5.3 JUSTIFICACIÓN SOCIAL.....	9
1.6 OBJETIVOS.....	9
1.6.1 OBJETIVO GENERAL.....	9
1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	9
1.6.3 ALCANCES Y LIMITACIONES.....	9
CAPITULO II MARCO TEÓRICO.....	10
2.1 PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACIÓN.....	11
2.2 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO.....	12
2.3 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	12
2.4 TECNOLOGÍAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR.....	14
2.5 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.....	15
2.6 TIPOS DE SISTEMAS DE ABSORCIÓN.....	16
2.6.1 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO.....	16
2.6.2 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO.....	19
2.7 REFRIGERANTES DE TRABAJO.....	20

2.7.1 PROPIEDADES DEL ABSORBENTE.....	20
2.7.2 PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE.....	20
2.8 MÉTODO GRAFICO CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS.....	21
2.9 MÉTODO ALTERNO CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS.....	22
2.10 RADIACIÓN SOLAR.....	23
2.10.1 IRRADIANCIA (I):.....	23
2.10.2 IRRADIACIÓN (E):.....	23
2.11 SISTEMAS DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICOS(ST).....	25
2.11.1 CAMPO SOLAR.....	25
2.11.2 CIRCUITO PRIMARIO.....	25
2.11.3 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO.....	25
2.11.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	26
2.11.5 SISTEMA DE RESPALDO.....	29
2.11.6 SISTEMA DE CONTROL.....	29
2.12 TIPOS DE COLECTORES SOLARES.....	29
2.13 COMPONENTES DEL COLECTOR FRESNEL.....	30
2.14 FUNCIONAMIENTO COLECTOR SOLAR FRESNEL LINEAL.....	31
2.15 RENDIMIENTO DE LOS CAPTADORES SOLARES.....	31
2.16 REFRIGERACIÓN PARA CONSERVACIÓN DE PRODUCTOS.....	33
2.17 PRODUCTOS A SER CONSIDERADOS EN EL PACKING.....	33
2.18 DETERMINACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS DE ENFRIAMIENTO.....	39
2.18.1 CARGAS POR PAREDES, TECHO Y PISO.....	39
2.18.2 CARGAS POR RADIACIÓN SOLAR.....	40
2.18.3 CARGAS POR CAMBIOS DE AIRE.....	40
2.18.4 CARGAS POR PRODUCTO.....	40
2.18.5 CARGAS DIVERSAS.....	41
CAPITULO III ESTUDIO DE MERCADO.....	43
3.1 INTRODUCCIÓN.....	44
3.2 INFORMACIÓN DE LOS PRODUCTOS.....	45
3.3 ANÁLISIS Y ESTADÍSTICA DE LOS MERCADOS.....	50
3.3.1 OFERTA GLOBAL.....	50
3.3.2 DEMANDA GLOBAL.....	52

3.3.3 EVOLUCIÓN DE LAS EXPORTACIONES DE FRUTALES EN EL PERÚ.....	53
3.4 ESTACIONALIDAD DE LOS PRODUCTOS.....	54
3.5 MODELOS DE PLANIFICACIÓN	54
3.6 CAPACIDAD DE LA PLANTA.....	56
CAPITULO IV INGENIERÍA DEL PROYECTO	58
4.1 CONDICIONES DE DISEÑO	59
4.2 DIMENSIONAMIENTO DE AMBIENTES A CLIMATIZAR.....	59
4.2.1 DIMENSIONAMIENTO TÚNEL 1	59
4.2.2 DIMENSIONAMIENTO TÚNEL 2.....	64
4.2.3 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°1	66
4.2.4 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°2.....	67
4.2.5 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°3.....	69
4.2.6 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°4.....	70
4.2.7 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°5 PARA PALTA	71
4.2.8 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°6 PARA ALCACHOFA.....	73
4.2.9 DIMENSIONAMIENTO DE LA ANTECÁMARA	74
4.2.10 DIMENSIONAMIENTO DEL DESPACHO	75
4.3 RESUMEN CARGAS TÉRMICAS	76
4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	77
4.5 CÁLCULOS DEL BALANCE ENERGÉTICO.....	82
4.6 CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN	88
4.7 CALCULO DE LA TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR	89
4.8 CALCULO DE LA TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE FRIO	90
4.9 CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO	91
4.10 CALCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN SOLAR	96
4.11 CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR.....	99
4.12 CALCULO POR PERDIDAS POR CONVECCIÓN INT. DEL RECEPTOR	101
4.13 CALCULO POR PERDIDAS POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EXTERNA DEL RECEPTOR.....	101
4.14 FUNCIONAMIENTO COLECTOR PROPUESTO	103
CAPITULO V SELECCIÓN DE EQUIPOS	104
5.1 SELECCIÓN DE FAN COILS.....	105

5.1.1 SELECCIÓN DE EVAPORADORES TÚNEL N°1	105
5.1.2 SELECCIÓN DE EVAPORADORES TÚNEL N° 2	105
5.1.3 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°1	106
5.1.4 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°2.....	106
5.1.5 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°3.....	107
5.1.6 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°4.....	107
5.1.7 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°5.....	108
5.1.8 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°6.....	108
5.1.9 SELECCIÓN DE EVAPORADORES ANTECÁMARA	109
5.1.10 SELECCIÓN DE EVAPORADORES DESPACHO	109
5.2 SELECCIÓN DE MAQUINA DE ABSORCIÓN	110
5.3 SELECCIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES.....	110
5.4 SELECCIÓN DE ACUMULADOR SOLAR	111
5.5 SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR	112
5.6 SELECCIÓN DE BOMBAS	113
5.7 SELECCIÓN DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AMONIACO.....	114
5.8 SELECCIÓN DE TORRE DE ENFRIAMIENTO.....	114
5.9 SELECCIÓN DE HIDROCOOLER	115
5.10 DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS.....	116
CAPITULO VI PRESUPUESTO DEL PROYECTO.....	122
6.1 SISTEMA TRADICIONAL DE REFRIGERACIÓN RESUMIDO.....	123
6.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	123
6.3 TIEMPO DE RECUPERACIÓN DEL PROYECTO.....	127
CONCLUSIONES.....	128
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	130
ANEXO 1: TABLAS PARA EL CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS	134
ANEXO 2: GRÁFICOS	152
ANEXO 3: ESTADÍSTICAS DE RENDIMIENTO DE PRODUCTOS SELECCIONADOS MAJES I ETAPA	159
ANEXO 4: HOJAS TÉCNICAS DE EQUIPOS SELECCIONADOS.....	161
ANEXO 5: CÓDIGO DE SIMULACIÓN EES	170
ANEXO 6: PLANOS	176

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Ubicación Captadores Solares	3
Tabla 2: Irradiancia Media Mensual Directa 2018.....	6
Tabla 3: Temperaturas Promedio 2018	6
Tabla 4: Principales Componentes Colector Solar Fresnel	30
Tabla 5: Principales Países de Exportación de la Uva Periodo 2015-2017.....	50
Tabla 6: Principales Países de Exportación de la Paltas Periodo 2015-2017	50
Tabla 7: Principales Países de Exportación de Mandarina Periodo 2015-2017	51
Tabla 8: Principales Países de Exportación de la Granada Periodo 2015-2017	51
Tabla 9: Principales Países de Exportación de Alcachofa Periodo 2015-2017.....	51
Tabla 10: Principales Países de Importación de la Uva Periodo 2015-2017.....	52
Tabla 11: Principales Países de Importación de la Palta Periodo 2015-2017	52
Tabla 12: Principales Países de Importación de la Mandarina Periodo 2015-2017	53
Tabla 13: Principales Países de Importación de Alcachofa Periodo 2015-2017.....	53
Tabla 14: Producción de Productos en Majes I Etapa	53
Tabla 15: Estacionalidad de Productos Empresa Pampa Baja S.A.C.....	54
Tabla 16: Proyección de cultivos Estudio Factibilidad Proyecto Majes II Etapa	55
Tabla 17: Proyección de superficie de cultivos	56
Tabla 18: Producción Proyectada de cultivos en campo reducida	56
Tabla 19: Capacidad Máxima de Acopio en Planta	57
Tabla 20: Acopio de cultivos proyectado en campo durante el año	57
Tabla 21: Temperaturas de almacenamiento y congelamiento de productos	59
Tabla 22: Estacionalidad de los productos en la Irrigación Majes	59
Tabla 23: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada en Irrigación Majes.....	60
Tabla 24: Dimensiones Caja exportación Uva	60
Tabla 25: Capacidad Túnel 1 para Uvas.....	61
Tabla 26: Dimensiones Caja exportación Mandarina.....	61
Tabla 27: Capacidad Túnel 1 para Mandarinas	61
Tabla 28: Dimensiones Caja exportación Granada	62
Tabla 29: Capacidad Túnel 1 para Granada	62
Tabla 30: Selección Aislamiento para paredes.....	62
Tabla 31: Resumen de Cargas Térmicas para Túnel N°1.....	63
Tabla 32: Estacionalidad de Palta en Irrigación Majes	64

Tabla 33: Dimensiones Caja exportación Palta.....	64
Tabla 34: Capacidad Túnel 2 para Palta.....	64
Tabla 35: Resumen de Cargas Térmicas para Túnel N°2.....	65
Tabla 36: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a Cámara N° 1.....	66
Tabla 37: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°1	66
Tabla 38: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a la Cámara N° 2.....	68
Tabla 39: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°2	68
Tabla 40: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a la Cámara N° 3.....	69
Tabla 41: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°3	69
Tabla 42: Estacionalidad de la Alcachofa para Cámara N°4	70
Tabla 43: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°4	70
Tabla 44: Estacionalidad de Palta a Ingresar a la Cámara N° 5.....	71
Tabla 45: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°5	72
Tabla 46: Ficha Técnica Cámara N°6 de la Alcachofa	73
Tabla 47: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°6	73
Tabla 48: Dimensionamiento de la Antecámara.....	74
Tabla 49: Resumen de Cargas Térmicas para Antecámara	74
Tabla 50: Resumen de Cargas Térmicas para Despacho.....	75
Tabla 51: Resumen Cargas Térmicas de áreas de Climatización.....	76
Tabla 52: Resumen de Temperaturas en las distintas áreas climatizadas.....	76
Tabla 53: Resumen de Cargas en la Planta de Enfriamiento.....	77
Tabla 54: Condiciones Termodinámicas de ingreso	78
Tabla 55: Ecuaciones Termodinámicas	83
Tabla 56: Resultados Termodinámicos	88
Tabla 57: Parámetros de ingreso de aire a la torre de enfriamiento:	92
Tabla 58: Nomenclatura balance de energía en el condensador.....	92
Tabla 59: Nomenclatura balance de energía en la torre de enfriamiento	93
Tabla 60: Condiciones a la entrada de la torre de enfriamiento	94
Tabla 61: Nomenclatura de fórmulas a la salida torre de enfriamiento.....	94
Tabla 62: Resumen de Temperaturas y Entalpías	95
Tabla 63: Resumen de valores promedios del colector	99
Tabla 64: Eficiencia del colector respecto el ángulo.....	100
Tabla 65: Resumen del cálculo área del colector solar promedio	100
Tabla 66: Propiedades del Fluido: Agua + glicol 40%.....	101

Tabla 67: Propiedades del Fluido: Aire	101
Tabla 68: Propiedades Numero de Nusselt.....	102
Tabla 69: Obteniendo Coeficiente de convección.....	102
Tabla 70: Obteniendo Calor por convección externa	102
Tabla 71: Obteniendo Calor por radiación	103
Tabla 72: Parámetros propuestos.....	103
Tabla 73: Parámetros Selección Evaporadores Túnel N°1.....	105
Tabla 74: Parámetros Selección Evaporadores Túnel N°2.....	105
Tabla 75: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°1	106
Tabla 76: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°2	106
Tabla 77: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°3	107
Tabla 78: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°4	107
Tabla 79: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°5	108
Tabla 80: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°6	108
Tabla 81: Parámetros Selección Evaporadores Antecámara	109
Tabla 82: Parámetros Selección Evaporadores Despacho.....	109
Tabla 83: Selección Maquina de absorción Robur RTCF 300 -00-LB	110
Tabla 84: Catálogo Colector Solar Fresnel.....	111
Tabla 85: Catálogo de Selección de Maquina de Hidrocooler	115
Tabla 86: Pérdida de carga circuito de tuberías de impulsión.....	117
Tabla 87: Pérdida de carga circuito de tuberías de retorno	120
Tabla 88: Costos de Inversión del Sistema Tradicional de Refrigeración	123
Tabla 89: Costos de Inversión en dólares del sistema Tradicional de Refrigeración.....	123
Tabla 90: Consumo energético máquinas de absorción	123
Tabla 91: Parámetros clave del análisis económico	124
Tabla 92: Costos de Equipos Complementarios referenciales	125
Tabla 93: Costos de Equipos Evaporadores	125
Tabla 94: Periodo de Retorno de Inversión del sistema	126
Tabla 95: Comparación entre Sistemas de Refrigeración	126
Tabla 96: Datos Almacenamiento y Congelación de Productos	135
Tabla 97: Temperaturas de Almacenamiento de Alimentos	136
Tabla 98: Datos Termo físicos de Alimentos	137
Tabla 99: Tasas de Respiración de Frutas en Función a la Temperatura	138
Tabla 100: Selección Espesor de Corcho	141

Tabla 101: Factores de Ganancia por Paredes.....	141
Tabla 102: Cambio de Aire para Temperaturas Mayores de 32°F	142
Tabla 103: Cambio de Aire para Temperaturas Menores de 32°F	143
Tabla 104: Calor Introducido a la Cámara (<i>BTU_{pie3}</i>).....	144
Tabla 105: Tiempos de Enfriamiento y Factores de Ritmo de Enfriamiento.....	145
Tabla 106: Propiedades de Algunos Envases	146
Tabla 107: Calor Liberado por Personas	147
Tabla 108: Tiempo de Enfriamiento para Hidrocooler de Productos.....	147
Tabla 109: Calor Específico de Algunos Productos.....	148
Tabla 110: Calor Específico de Algunos Productos.....	150
Tabla 111: Watts por metro cuadrado y factores de demanda para acometidas y alimentadores para predios según tipo de actividad.....	150
Tabla 112: Propiedades del Agua Saturada (Líquido –Vapor).....	151
Tabla 113: Estadísticas de rendimiento de productos seleccionados Majes I Etapa.....	160
Tabla 114: Selección de Captadores Solares	162
Tabla 115: Ficha técnica de maquina enfriadora.....	164
Tabla 116: Selección de los Evaporadores para el Túnel N°1	167
Tabla 117: Selección de los Evaporadores Para el Túnel N°1	168
Tabla 118: Selección de los Evaporadores para el Túnel N°2	169

ÍNDICE DE GRÁFICAS

Gráfico 1: Fracción Peso de Amoniaco en Liquido Saturado	153
Gráfico 2: Diagrama real entalpia VS concentración de Amoníaco	154
Grafico 3: Carta Psicométrica	155
Grafico 4: Perdida por Rozamiento (mm c.a. Por m) para Tubería de Acero cada 10 Metros.....	156
Grafico 5: Herramienta de Monitoreo Solar.....	157
Grafico 6: Ciclo de Absorción del Refrigerante.....	158



LISTADO DE ACRÓNIMOS

- BTU : Unidad térmica británica
- CCP : Colectores cilindro parabólicos
- COP : Coeficiente de desempeño
- EES : Solucionador de ecuaciones de ingeniería
- ETC : Colector de tubos de vacío
- FMCL : Colector solar de espejos fijos
- FPC : Colectores de placa plana
- LFC : Espejos Lineales Fresnel
- PTC : Colector de Canal Parabólico
- PV : Fotovoltaico



CAPITULO I

GENERALIDADES DEL PROYECTO

INTRODUCCIÓN

La presente tesis se divide 6 capítulos de la siguiente manera:

Capítulo uno: Generalidades

Nos muestra la localización del proyecto, así como el aprovechamiento de la energía solar en el sur de nuestro país.

Capítulo dos: Marco Teórico

Nos muestra los principales sistemas de refrigeración, así como el tema principal a tratar que es el sistema de refrigeración por absorción, además nos muestra los principales sistemas de captación solar.

Capítulo tres: Estudio de Mercado

Nos muestra los modelos de planificación agrícola proyectado para proyecto majes siguas II por el informe del Ingeniero Quiñe.

Además, nos muestra una estimación de la capacidad de una planta agroindustrial en las pampas de siguas proyecto majes siguas II.

Capítulo cuatro: Ingeniería del Proyecto

Nos muestra el dimensionamiento del sistema de refrigeración por absorción de los pares amoniaco y agua-glicol para la planta proyectada con una capacidad de enfriamiento 256 kW trabajando a 24 horas diarias.

Capítulo cinco: Selección de Equipos

Nos muestra la selección de los equipos desarrollados en el presente trabajo.

Capítulo seis: Presupuesto del Proyecto


Nos muestra el presupuesto del proyecto como el tiempo de recuperación de la inversión.

1.1 GENERALIDADES

La planta se encontrará ubicada en el sur del Perú, en el departamento de Arequipa se encuentra la provincia de Caylloma, dentro de la cual se ubica el distrito de Majes, lugar que cuenta con un clima adecuado para el desarrollo agrícola y que nos permite gracias a la radiación solar aprovechar de las energías renovables.

Dentro del Proyecto Majes Sigvas II Etapa se planteó irrigar 38 500 hectáreas en las Pampas de Sigvas mediante la construcción de la Prensa de Angostura y las redes de distribución hacia las Pampas de Sigvas, se plantea que se desarrollará una nueva ciudad comprendida entre 300 a 500 mil habitantes para los próximos 80 años, así aumentará el número de productores agrícolas, razón por la cual Majes Sigvas II permitirá generar nuevas industrias (Pagador, 2019).

Tabla 1: Ubicación Captadores Solares

Ubicación Proyecto	
	
Lugar	Pampas de Majes Sigvas
Departamento	Arequipa
Provincia	Caylloma
Distrito	Majes
Altitud	1680 msnm
Radiación Solar	795 W/m ²
Área de Instalación	600 m ²
Potencia Instalada	232 275 kW

Fuente: Osinergmin, Supervisión de Inversión en Electricidad (2017)

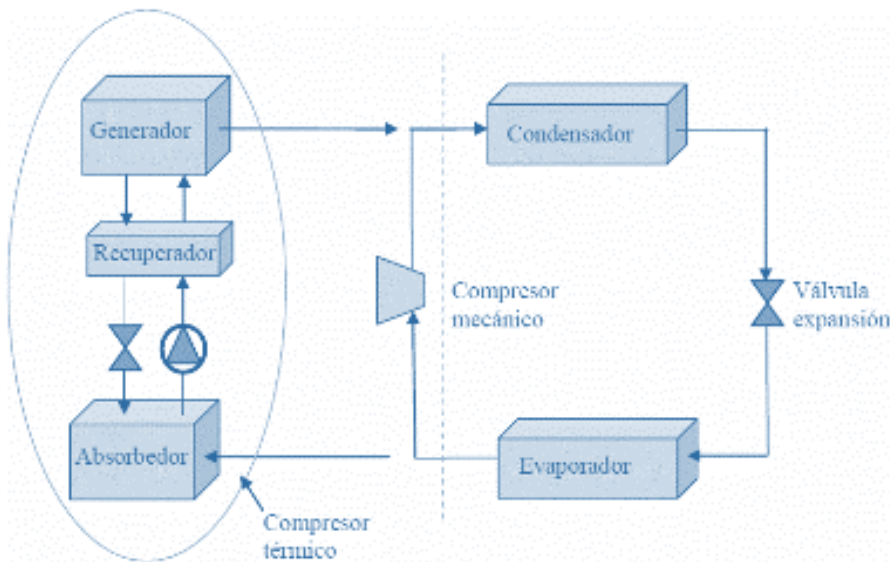
1.2 ANTECEDENTES

Uno de los primeros artículos de investigación sobre un sistema de refrigeración solar basado en el efecto de absorción se realizó en el año 1983 por el investigador Worsoe-Schmidt.

La primera máquina de refrigeración solar por absorción fue desarrollada en 1895 por Ferdinand Carré, utilizando los principios del investigador Worsoe-Schmidt. Carré desarrolló en esta investigación una máquina trabajando con la pareja Cloruro de Calcio y Amoniaco.

Los equipos de absorción se basan, al igual que los sistemas de compresión de vapor, en el principio de la condensación y la evaporación para la producción de frío o calor. Pero en los equipos de absorción el compresor se sustituye por un generador y un absorbedor. El aumento requerido entre el evaporador y el condensador, que en el ciclo mecánico se conseguía con el compresor, se hace mediante un fluido absorbente que absorbe que absorbe el vapor (fluido refrigerante) para llevarlo de baja presión a alta presión. En la siguiente ilustración se aprecia la similitud que hay entre los dos ciclos (Rubio, 2018).

Ilustración 1: Comparación entre refrigeración por absorción y refrigeración compresión de vapor



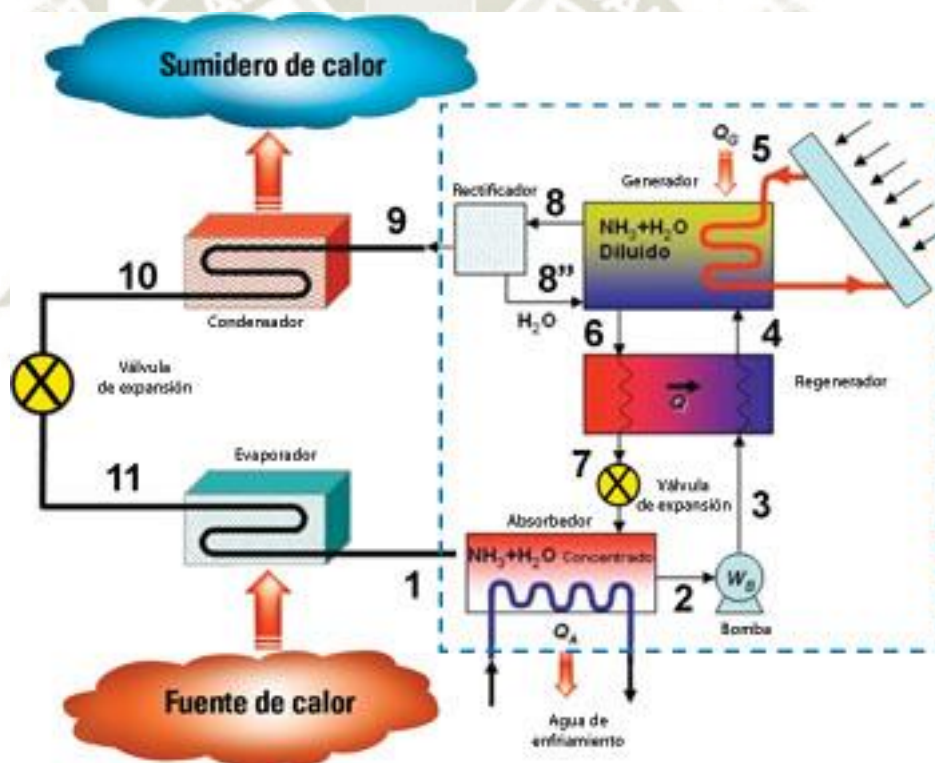
*Fuente: PFC Análisis de Sistemas de Refrigeración Solar por Absorción y Adsorción
Escuela Técnica Superior de Ingeniería Universidad de Sevilla (2015)*

Actualmente los equipos más utilizados son los de compresión de vapor, pero poco a poco se está implementando el uso de la refrigeración por absorción donde la pareja usada es la de Amoniaco-Agua que permite trabajar hasta temperaturas por debajo de los 0 °C que puede ser utilizando en distintos campos de aplicación.

La fuente de calor puede ser mediante aporte de radiación solar que luego se transformará en energía térmica como es el caso de la presente tesis, pero también pudiendo ser mediante aporte de un quemador de gas natural o cualquier otro tipo de aporte energético.

En la siguiente ilustración se puede apreciar un sistema de refrigeración por absorción utilizando mezcla Agua-Amoniaco.

Ilustración 2: Esquema de un Sistema de Refrigeración Solar para Absorción utilizando mezcla agua-amoniaco.



Fuente: Photovoltaic Geographical Information System (2019)

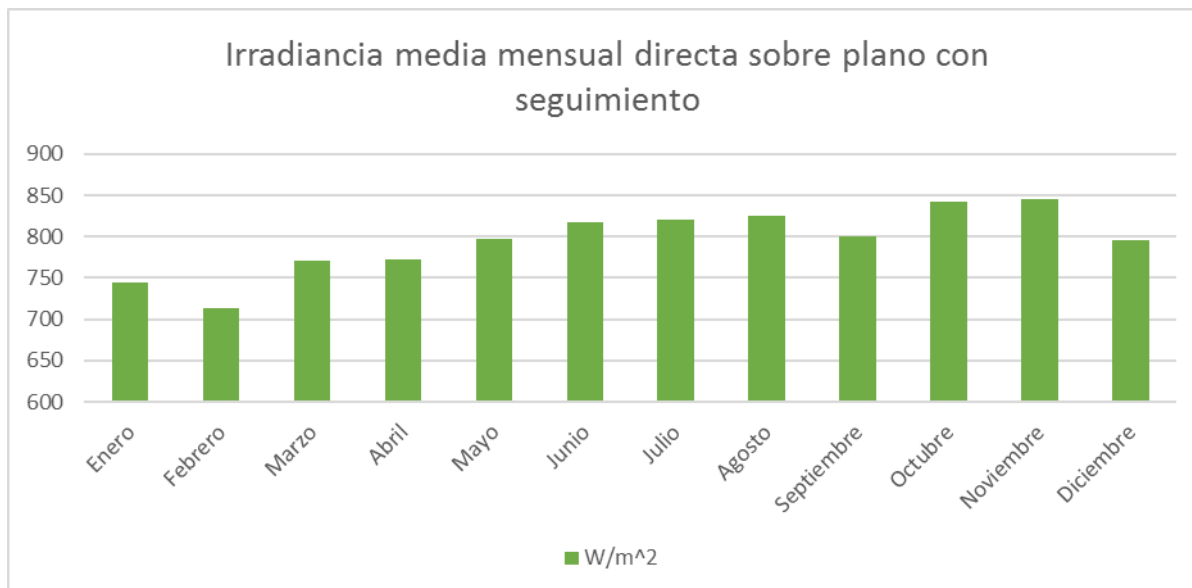
1.3 IDENTIFICACIÓN Y DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El problema principal es el desabastecimiento de un centro de acopio y procesamiento de productos en la irrigación majes.

Los altos niveles de irradiancia y de temperatura se mantienen durante el año y es entonces que generan diversas pérdidas en la postcosecha de productos, hasta del 30% por maduración

temprana de los productos, esto impide que sean exportados a nivel internacional (Gimenez, Arauz, & Artes, 2016).

Tabla 2: Irradiancia Media Mensual Directa 2018



Fuente: Photovoltaic Geographical Information System (2019)

En las tablas N° 2 y 3 podemos visualizar los niveles de irradiación en la ubicación del proyecto, de lo que se puede concluir que la irradiancia es elevada durante todo el año con picos máximos entre los meses de Junio, Julio, Agosto, Octubre y Noviembre, así como las temperaturas máxima y mínima en la ubicación del proyecto.

Tabla 3: Temperaturas Promedio 2018

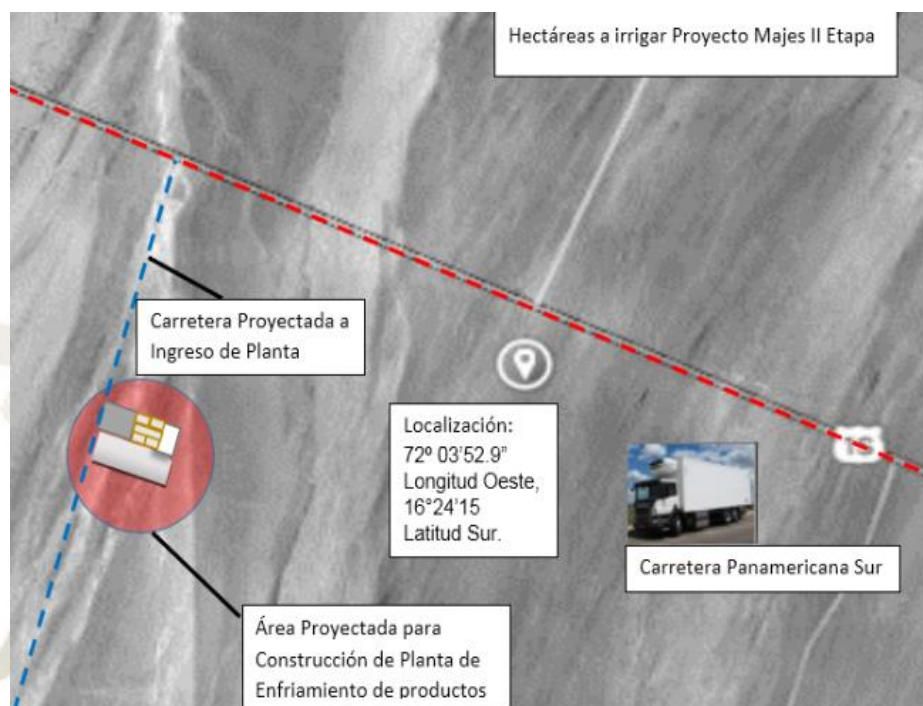
	Temperatura Máxima (°C)	Temperatura Mínima (°C)	Horas Pico	Cantidad Horas Pico
Enero	26,4	16	9-3 PM	6
Febrero	26,6	16,9	9-2 PM	4
Marzo	26,4	16,3	9-3 PM	6
Abril	25,8	14,8	9-4 PM	7
Mayo	24,5	13,3	9-4 PM	7
Junio	23,8	12,4	9-4 PM	7
Julio	23,4	11,8	9-4 PM	7
Agosto	24,2	11,9	9-4 PM	7
Setiembre	25	12,4	9-4 PM	7
Octubre	25	12,5	8-4 PM	6
Noviembre	25,4	12,9	8-4 PM	6
Diciembre	25,7	14,3	8-4 PM	6

Fuente: Photovoltaic Geographical Information System (2019)

1.4 LOCALIZACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto se encuentra ubicado en el distrito de Majes, provincia de Caylloma en el Departamento de Arequipa en el sur del Perú con un área de proyección 38500 hectáreas.

Ilustración 3: Ubicación Estratégica Proyecto

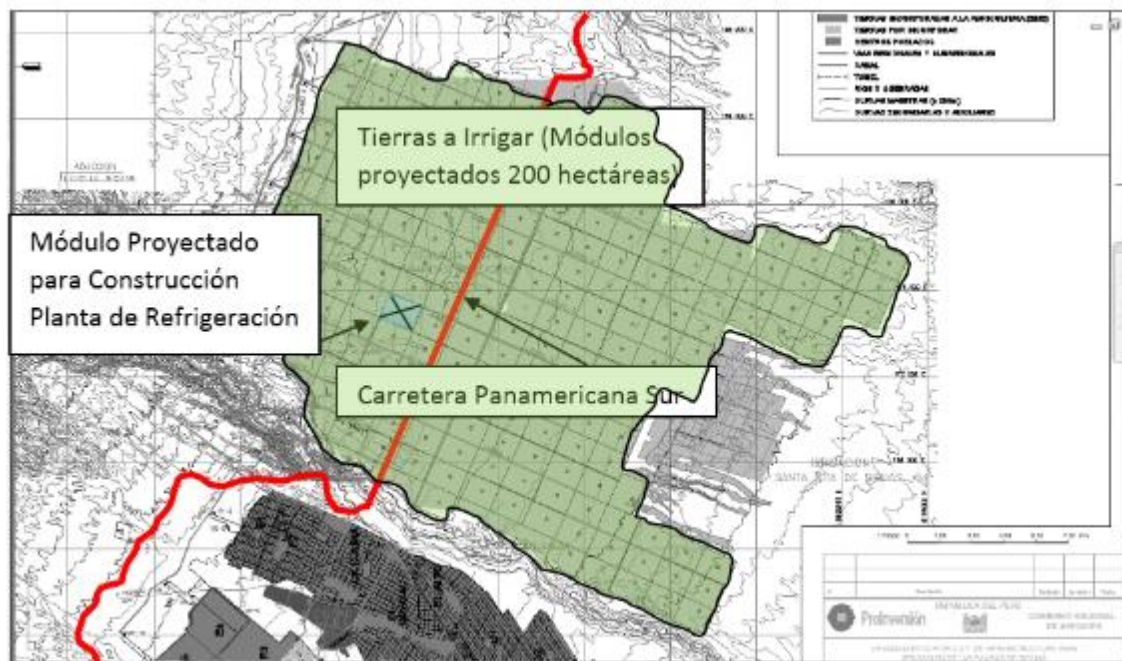


Fuente: Propia

Geográficamente el área del proyecto se localiza en el meridiano $72^{\circ} 03' 52,9''$ de Longitud Oeste y entre el paralelo $16^{\circ} 24' 15''$ de Latitud Sur, a una altitud promedio de 1,375 msnm.

En la figura N°3 y N°4 se puede visualizar que la ubicación de la planta está proyectada cerca de la carretera Panamericana Sur lo cual hace que sea más accesible el despacho de los productos refrigerados, así como ubicación proyectada en la distribución de terrenos a irrigar en el Proyecto Majes II Etapa.

Ilustración 4: Distribución de tierras a irrigar Proyecto Majes II Etapa



Fuente: Autodema (2018)

1.5 JUSTIFICACIÓN

1.5.1 JUSTIFICACIÓN ECONÓMICA

Reducir los costos anuales de operación del sistema de refrigeración por compresión de vapor, como son los costos por energía eléctrica y mantenimiento anual, utilizando el sistema de refrigeración por absorción solar.

Reducirá la diferencia que existe actualmente entre el precio del producto en chacra y el precio de venta de exportación estos productos gracias a la mejor calidad de productos que se obtienen a partir de mantener el producto refrigerados.

1.5.2 JUSTIFICACIÓN TÉCNICA

Generación de un proyecto agrícola moderno que permitirá la exportación de frutas y hortalizas, extrayendo así el calor de los productos al ingresar a la planta y permitiéndoles a los productos ser refrigerados y almacenados para luego poder ser comercializados, de esta manera se pretende mejorar la situación económica de muchos agricultores de la localidad dando un valor agregado a su producción, insertándolos en un mercado de exportación.

Mejorar la calidad de productos distribuidos para los mercados nacionales e internacionales.

1.5.3 JUSTIFICACIÓN SOCIAL

Generará empleo no solo en la construcción de esta planta, sino también cuando la obra sea ejecutada, se necesitará personal capacitado para dicha planta.

Promocionar la industria agroexportadora del sur del Perú.

Desarrollar tecnologías de refrigeración más eficientes y energía limpia.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 OBJETIVO GENERAL

- Determinar la pre-factibilidad de la instalación de la planta de refrigeración solar para la exportación de productos agrícolas.

1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar el dimensionamiento de la planta de refrigeración de productos.
- Desarrollar el sistema de refrigeración por absorción y adaptarlo a las condiciones climáticas mediante el uso de energía solar.
- Evaluar la relación costo beneficio que se obtendría con la instalación de la planta.

1.6.3 ALCANCES Y LIMITACIONES

Actualmente los sistemas de refrigeración por absorción más comerciales trabajan con la pareja de absorbedor y absorbente (Bromuro Litio y Agua) que trabajan hasta temperaturas de salida del evaporador de 7°C , debido a que la planta proyectada trabaja con temperaturas hasta -3°C se tuvo que optar en utilizar la pareja de absorbedor y absorbente (Amoniac y Agua) que permite llegar hasta temperaturas inferiores a 0°C , siendo el único proveedor la marca Robur es que se escogió dicho máquina de absorción.

Sería un gran aporte para al país que existieran bancos de datos actualizados en tiempo real para cada ciudad y departamento de nuestro País, la única información gratuita se encuentra en la base de datos de la página web del Senamhi, pero no está actualizada.



CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACIÓN

La refrigeración puede lograrse de varias maneras, pero habitualmente se aprovecha el calor de cambio de fase de un fluido.

Si se añade calor a un líquido a una presión dada, la temperatura aumenta hasta que el líquido se empieza a evaporar. La temperatura a la que esto ocurre se denomina temperatura de saturación y depende de la presión a la que se encuentre el fluido. Mientras se produce la evaporación del líquido no hay aumento de presión ni temperatura y el único cambio en las propiedades del fluido debido al cambio de fase es un aumento en el volumen y densidad.

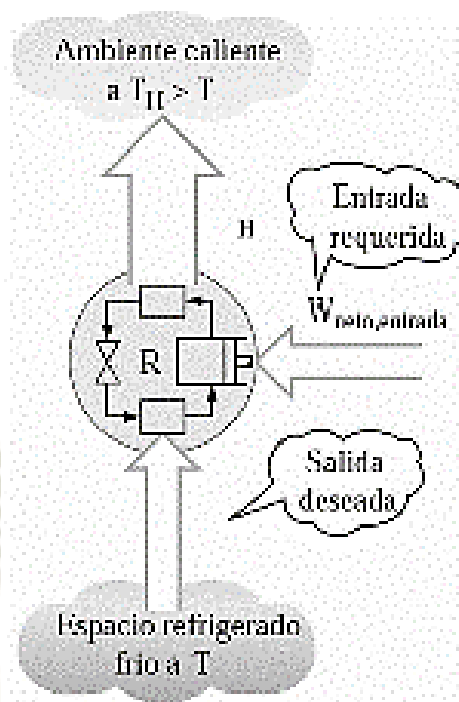
La energía absorbida durante el proceso de evaporación se llama calor latente de evaporación. Por el contrario, el calor que se aplica cuando la sustancia no cambia de fase y aumenta la temperatura, se llama calor sensible.

Las temperaturas y presiones que permanecen constantes durante el cambio de estado se denominan temperaturas y presiones de saturación y están directamente relacionadas. Cuanto menor es la presión a la que se encuentra el fluido, menor será la temperatura de saturación, y, por tanto, menor la temperatura a la que se podrá evaporar.

Se puede aprovechar el calor de cambio de fase (calor latente) de un fluido de varias maneras, como evaporando un fluido y disipando el vapor en el ambiente. Pero habitualmente se evapora un fluido en un circuito cerrado y se condensa utilizando una energía externa para repetir el ciclo. Este ciclo es conocido como el ciclo de refrigeración por compresión (López, Ibarra, & Platzer, 2017).

El siguiente es un esquema de un ciclo de refrigeración clásico en el cual se respeta la segunda ley de la termodinámica, donde se transfiere calor de un medio frío a otro medio más caliente utilizando una fuente de energía externa (Cengel & Boles, 2016).

Ilustración 5: Esquema refrigerador



Fuente: Cengel & Boles (2016)

2.2 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO

El coeficiente de desempeño de un refrigerador se denota mediante las siglas COP.

Para medir este desempeño será necesario conocer la entrada de trabajo y el calor del espacio a refrigerar.

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}}{W_{\text{neto entrada}}} \quad (1)$$

Cabe mencionar que en los sistemas de refrigeración por absorción el coeficiente sería el siguiente:

$$COP = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{generador}} + W_{\text{bomba}}} \quad (2)$$

Generalmente el trabajo de la bomba es despreciable por eso en ocasiones se considera nulo.

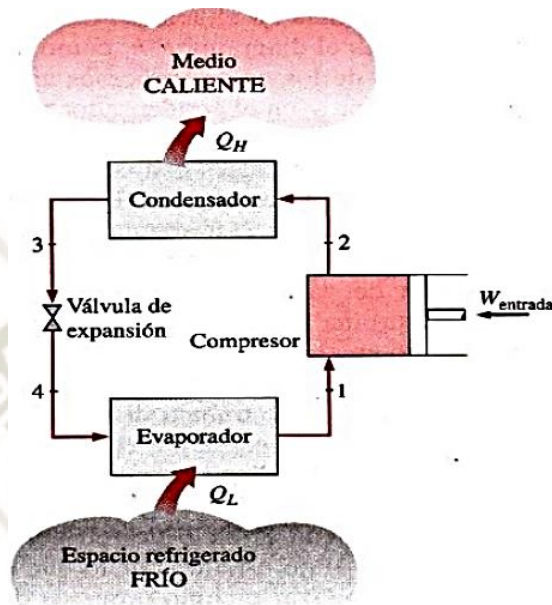
2.3 REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

El ciclo de refrigeración por compresión es el más conocido y utilizado ampliamente y su ciclo comprende cuatro componentes, donde sus principales componentes son:

- Compresor

- Condensador
- Válvula de expansión
- Evaporador.

Ilustración 6: Ciclo por Compresión de Vapor



Fuente: Cengel & Boles (2016)

A continuación, se muestran las etapas del funcionamiento de una máquina de compresión de vapor.

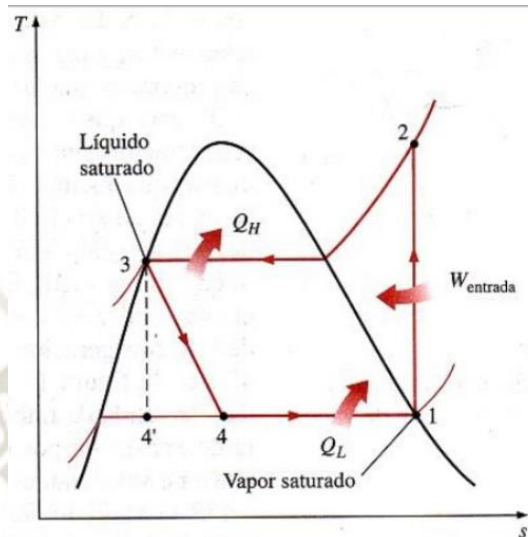
Etapa de 1-2 se produce la compresión isoentrópica en el compresor. Se comprime el vapor saturado hasta la presión de condensación. Además, se incrementa la temperatura del refrigerante superando la temperatura del condensador.

Etapa de 2-3 se produce rechazo de calor a presión constante del condensador. Entra vapor sobrecalentado en el condensador liberando calor. Al rechazar el calor, el vapor se condensa y el refrigerante sale como líquido saturado a alta presión y temperatura.

Etapa de 3-4 Estrangulamiento en una válvula de expansión. Se expande el líquido saturado hasta la presión de saturación, por lo que el fluido comienza a evaporarse. Al mismo tiempo, la temperatura del refrigerante desciende por debajo de la temperatura del espacio refrigerado.

Etapa de 4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador. Entra el vapor húmedo de baja calidad y se evapora por completo, absorbiendo el calor del espacio refrigerado.

Ilustración 7: Diagrama Ideal T-S Refrigeración por Compresión de Vapor



Fuente: Cengel & Boles (2016)

El ciclo real de refrigeración por compresión de vapor difiere de uno ideal debido a las irreversibilidades que ocurren en varias de las etapas. Estas irreversibilidades son debidas a la fricción del fluido y a la transferencia de calor hacia el entorno, que aumentan la entropía (López, Ibarra, & Platzer, 2017).

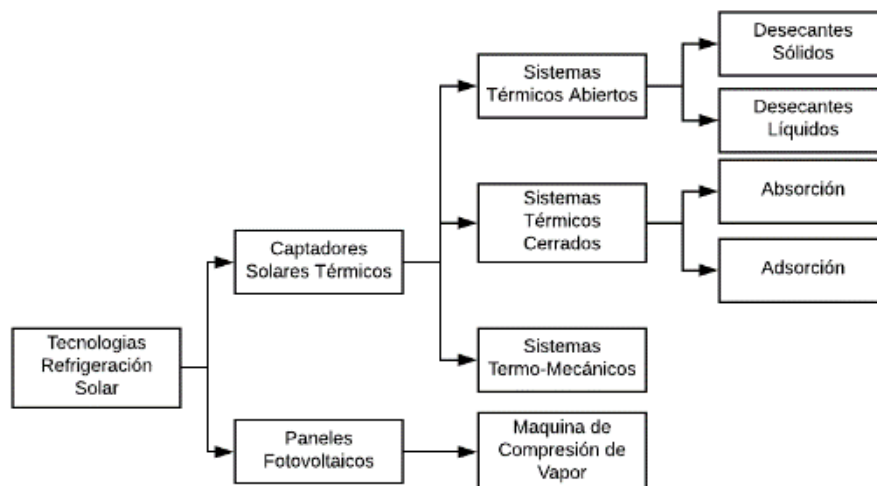
2.4 TECNOLOGÍAS DE REFRIGERACIÓN SOLAR

Como se muestra en el siguiente cuadro existen dos tecnologías para la refrigeración solar y son los sistemas con captadores solares térmicos y los sistemas con paneles fotovoltaicos.

El primer sistema es el que se estudiará, dicho sistema que proporcionan agua caliente o vapor para el funcionamiento de sistemas térmicos cerrados o abiertos.

Entiéndase que los sistemas térmicos cerrados a su vez se dividen en sistemas de absorción o adsorción y que la mayoría de sus procesos la única fuente de alimentación será mediante energía térmica gracias a los captadores solares, pero también requerirán energía eléctrica auxiliar para el funcionamiento de bombas y torre de enfriamiento (López, Ibarra, & Platzer, 2017).

Ilustración 8: Clasificación Tecnologías de Refrigeración Solar



Fuente: Propia

En la presente tesis nos enfocaremos en el estudio de los sistemas de refrigeración absorción solar de simple efecto.

Ilustración 9: Características de los tipos de Refrigeración Solar

Refrigeración Solar		Temperatura fuente calor	COP	COP solar	Colector
Refrigeración solar por electricidad		-	3-3.45	0.3-0.75	PV
Absorción	Simple efecto	85	0.7	0.35	FPC
	Doble efecto	130	1.25	0.62	FPC/ETC
	Triple efecto	220	1.7	0.85	ETC/PTC/LFC
Adsorción		60-165	0.3-0.7	0.15-0.35	FPC/ETC/PTC/LFC
Desecante		60-95	0.3-0.51	0.15-0.26	FPC
Rankine		60-160	0.1-0.75	0.05-0.38	FPC/ETC/PTC/LFC
Eyector		60-160	0.1-0.62	0.05-0.31	FPC/ETC/PTC/LFC

Fuente: López, Ibarra, & Platzer (2017)

2.5 REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Los sistemas de refrigeración por absorción son un tipo de ciclo cerrado que se basa en el funcionamiento de un refrigerador eléctrico por compresión de vapor, salvo que la unidad de compresión mecánica se reemplaza por un segundo ciclo, el ciclo de absorción. Se utiliza el término cerrado para indicar que el refrigerante, después de proporcionar la refrigeración, se reutiliza.

El proceso físico básico consiste en dos componentes químicos como mínimo, uno de ellos sirviendo como refrigerante y el otro como absorbente. Este proceso implica la absorción

del refrigerante en estado gaseoso por un absorbente que actúa de medio de transporte. Este absorbente líquido tiene gran afinidad con el refrigerante y el proceso de absorción es exotérmico, por lo que se libera energía. El objetivo de los sistemas de refrigeración por absorción es comprimir un líquido en vez de comprimir un vapor y ahorrar energía, ya que el trabajo para comprimir un flujo estacionario es proporcional a su volumen específico. A cambio, se requiere energía para lograr la des-absorción del refrigerante en el fluido de transporte (López, Ibarra, & Platzer, 2017).

2.6 TIPOS DE SISTEMAS DE ABSORCIÓN

Los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar en tres tipos de absorción.

- Sistema de Absorción de Simple Efecto (Un solo generador)
- Sistema de Absorción de Doble Efecto (Dos generadores)
- Sistema de Absorción de Triple Efecto (Tres generadores)

Los sistemas de absorción actualmente con mayor comercialización son los de simple y doble efecto debido a que son sistemas más sencillos y en la práctica tienen mayores rendimientos que los de triple efecto.

2.6.1 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE SIMPLE EFECTO

Se denomina simple efecto debido a que la máquina de absorción solo cuenta con un solo generador. En estas máquinas existen dos presiones, una presión en alta donde trabajan el generador y absorbedor. También existe una presión en baja en la que trabajan el condensador y evaporador.

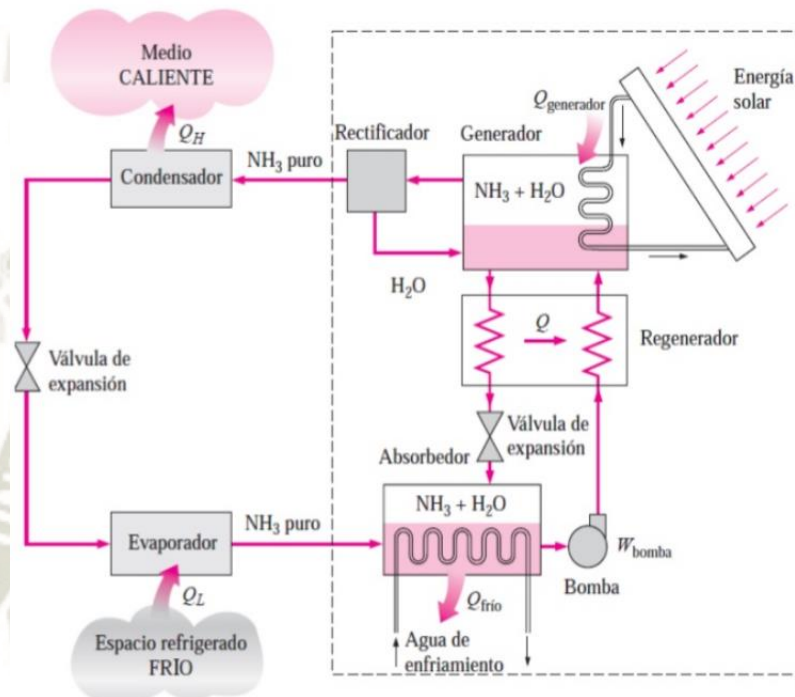
Ilustración 10: Máquina de Absorción Simple Efecto



Fuente: Catalogo Yazaki (2019)

Las máquinas de simple efecto requieren un aporte de energía de 85 a 120 °C, la fuente de alimentación puede ser proveniente de los captadores solares, calderas de quemado gas natural, gas licuado de petróleo, biomasa. El coeficiente de operación solar (COP Solar) es alrededor de 0,35.

Ilustración 11: Diagrama del sistema Absorción Simple Efecto pareja amoníaco-agua



Fuente: Cengel & Boles (2016)

Funcionamiento:

En el generador se encuentran la pareja de refrigerante amoníaco-agua y se les aplicará una fuente de calor externa en este caso energía térmica que gracias a los captadores solares calentarán el vapor de agua que ingresa al generador por medio de un serpentín, transfiriendo así calor a la pareja de refrigerantes.

De esta forma hará que el amoníaco se separe del agua al llegar a temperaturas de ebullición, transformándose en vapor de amoníaco que viajará en dirección hacia el condensador, pero antes deberá pasar por el rectificador, ubicado en la parte superior del generador.

Este rectificador es un intercambiador de calor enfriado por agua reducirá las partículas de vapor de agua, el cual condensa el vapor de agua y lo devuelve al generador (Stoecker, 2016).

Una vez que el vapor de amoníaco puro llega al condensador, el vapor de amoníaco cederá su calor latente y se condensará debido a que el depósito circula una tubería con agua fría proveniente de la torre de enfriamiento.

A continuación, el amoníaco en fase líquida pasará por una válvula de expansión que reducirá a la presión, entonces producirá un cambio de fase en el evaporador.

Es en el evaporador en donde el amoníaco retirará el calor de la sustancia a enfriar, en este caso se utilizan fancoils que son intercambiadores de frío por el cual circulará con un compuesto llamado glicol, dicha sustancia puede trabajar a temperaturas por debajo de los 0 °C, que permitirá refrigerar el espacio que se desee refrigerar.

Entonces el amoníaco se volverá a evaporar y se dirigirá hacia el absorbedor donde se mezclará con el agua que fue retirada del generador, produciéndose finalmente la absorción de amoníaco por parte del agua, debido a la afinidad que tiene el agua con el amoníaco, convirtiéndose nuevamente en la mezcla por refrigerante, para maximizar la cantidad de amoníaco disuelta en agua se deberá enfriar el absorbedor para mantener su temperatura lo más baja posible, es por eso que la circulara la tubería con agua fría de la torre de enfriamiento, retirando el calor del absorbedor (Cengel & Boles, 2016).

Luego la solución líquida amoníaco agua rica en amoníaco se bombeará hacia el regenerador, que es un intercambiador de calor donde se entra en contacto indirecto con la solución pobre en amoníaco que regresa el generador en dirección al absorbedor, disminuyendo su temperatura y aumentando la suya, con ello disminuirá la cantidad de aporte energético necesario en la solución inicial que ingresa al generador (Cortés I. , 2016).

El rendimiento de este sistema puede mejorar agregándole modificaciones al sistema utilizando dispositivos adicionales: pre-enfriador, analizador.

En la siguiente ilustración se aprecia un sistema de absorción de simple efecto implementado con un analizador y un pre-enfriador, que se utilizará para el desarrollo de la presente tesis.

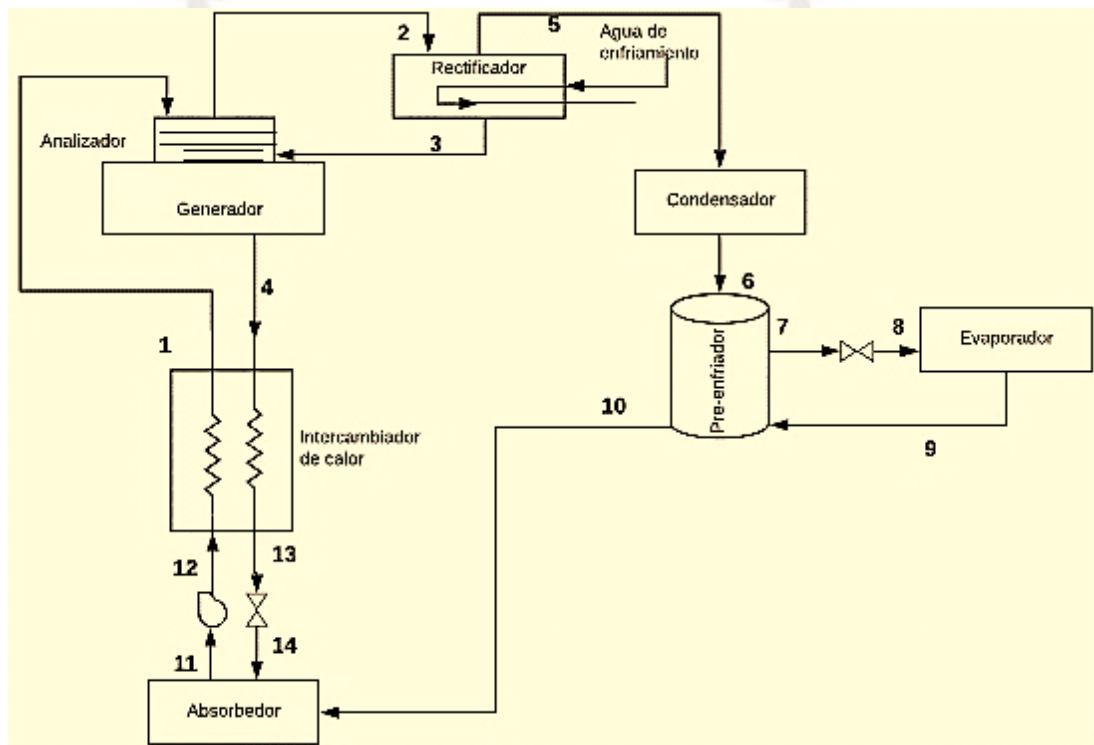
El analizador es un intercambiador de calor de contacto directo, que consiste en una serie de bandejas montadas encima del generador. La solución fuerte procedente del absorbedor fluye hacia abajo por las bandejas, para enfriar el vapor que sube procedente del generador. El intercambio de calor no solo reduce la cantidad de calor que debe

añadirse a la solución fuerte en el generador, sino que también condensa parte del vapor de agua que sube procedente del generador (Stoecker, 2016).

El uso de un preenfriador radica en mejorar el rendimiento del sistema.

El preenfriador es un intercambiador de calor que se ubicará entre el evaporador y el absorbedor que permitirá disminuir el flujo másico que necesita el evaporador para generar la carga frigorífica deseada (Cortés I. , 2016).

Ilustración 12: Diagrama del sistema Absorción Simple Efecto pareja amoníaco-agua

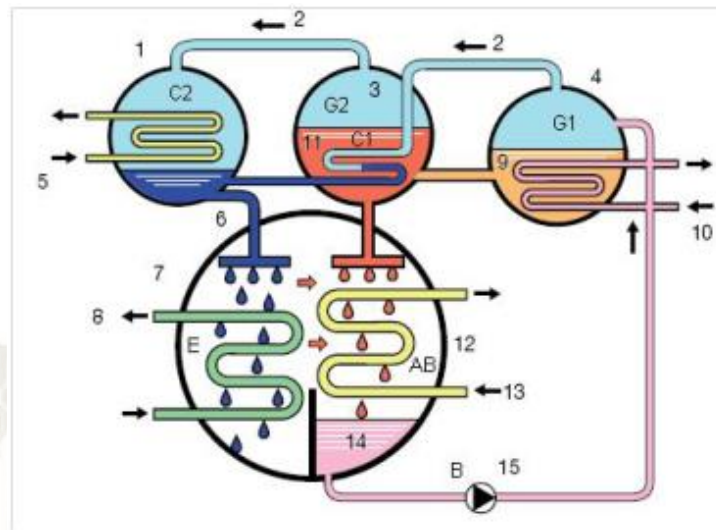


Fuente: Propia

2.6.2 MAQUINAS DE ABSORCIÓN DE DOBLE EFECTO

Se denomina doble efecto debido a que la máquina de absorción cuenta con un doble generador y doble condensador. En estas máquinas tienen mejor rendimiento del sistema, pero tienen las desventajas que son equipos muy costosos.

Ilustración 13: Diagrama del sistema Absorción Simple Efecto pareja amoniaco-agua



Fuente: Romero J. M. (2020)

2.7 REFRIGERANTES DE TRABAJO

Los sistemas de refrigeración por absorción son un tipo de ciclo cerrado y su característica principal es que trabajan una pareja de refrigerantes, pudiendo ser:

- Bromuro de Litio (LiBr)/ Agua (H_2O)
- Cloruro de Litio (LiCl) / Agua (H_2O)
- Amoniaco (NH_3) / Agua (H_2O)

Dichas parejas de refrigerantes a trabajar absorben el calor al cambiar de estado la otra sustancia para formar una solución concentrada (López, Ibarra, & Platzer, 2017).

En nuestro caso se utilizará el par amoniaco-agua, siendo el refrigerante el amoniaco y el absorbente el agua.

2.7.1 PROPIEDADES DEL ABSORBENTE

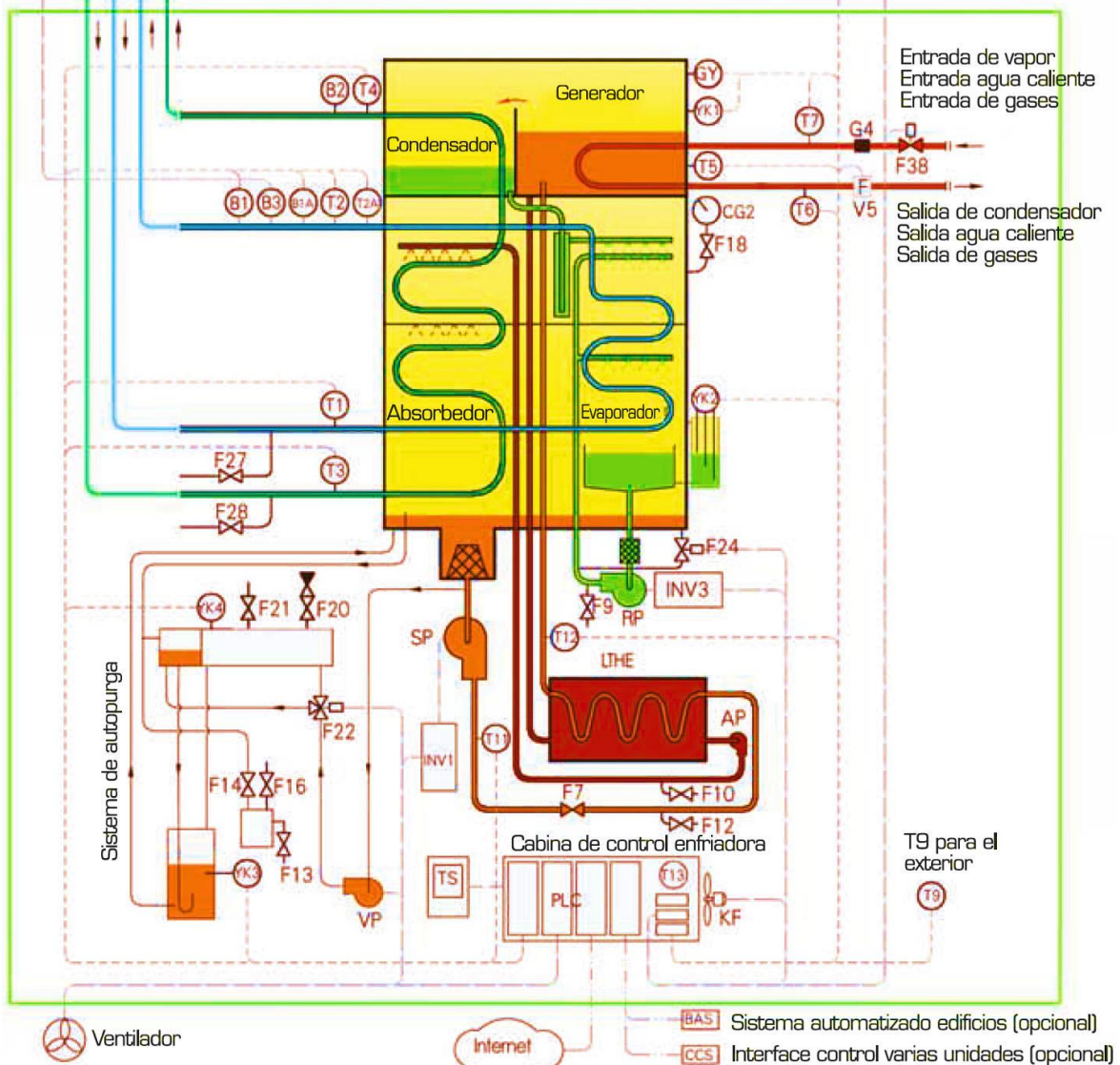
Si bien es conocido que el agua posee la propiedad de ser altamente volátil, se utilizará un rectificador que eliminará el vapor de agua procedente del generador, antes de ingresar al condensador y evitar que puedan contener grandes cantidades de vapor de agua.

2.7.2 PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE

El amoniaco es el refrigerante que posee buenas características de transferencia de calor debidas a su conductividad térmica, baja viscosidad y baja densidad de líquido.

No es compatible con el cobre, pero si con el acero, aluminio y hierro (Cortés I. , 2016).

Ilustración 14: Esquema Máquina de Absorción Simple Efecto, Marca Broad.



Fuente: Lumelco (2019)

2.8 MÉTODO GRAFICO CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Para realizar el cálculo de concentración de amoníaco-agua, se puede utilizar el método grafico mediante el uso de los distintos diagramas que nos ayudan a encontrar las concentraciones, temperaturas, entalpias y presiones. (Ver Anexo Grafico 20, 21 y 22).

- Diagrama Temperatura vs Concentración de líquido saturado (kg NH₃ / kg líquido).
- Diagrama Entalpia vs Concentración de amoníaco – agua.

- Diagrama Presión vs Temperatura para solución saturada amoniaco - agua

Durante la resolución del sistema de absorción se vino realizando por el método gráfico, pero debido a que, los resultados no son tan exactos, se continuo por un método alterno.

2.9 MÉTODO ALTERNO CALCULO DE PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Para los cálculos se utilizará el programa EES SOLVER (Engineering Equation Solver) que es un programa de cálculo de ecuaciones algebraicas.

La metodología de cálculo de este programa consiste en utilizar la librería del programa EES para el procedimiento NH3H2O, mediante la siguiente función:

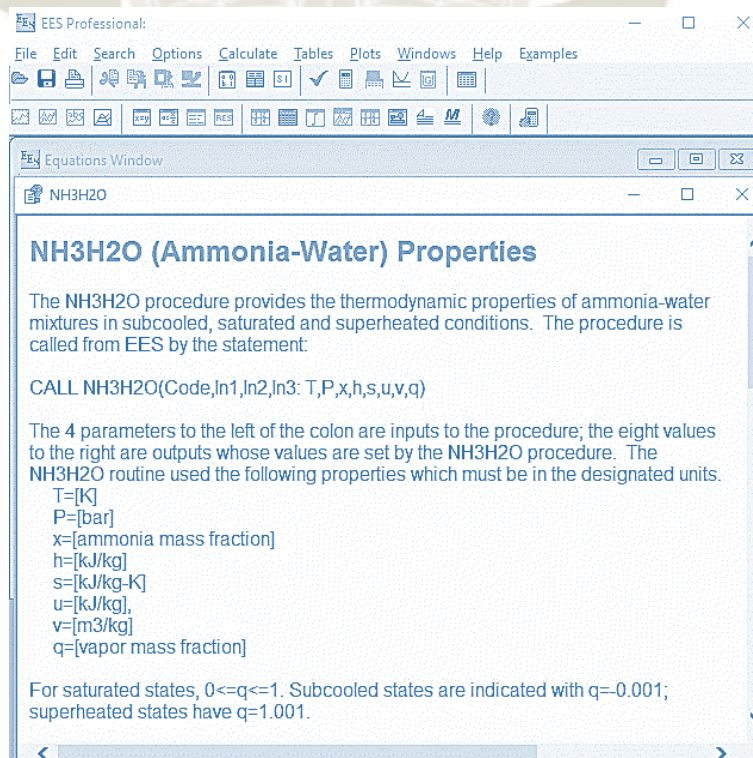
Call NH3H2O (Code, In1, In2, In3: T, P, x, h, s, u, v, q)

Los códigos a ingresar varían de acuerdo las propiedades termodinámicas:

123, 128, 137, 138, 148, 158, 168, 178, 234, 235, 238, 248, 258, 268 y 278.

Las propiedades termodinámicas tienen un orden siendo el siguiente (T, P, x, h, s, u, v, q) y los números de 1,2,3,4,5,6,7,8 son respectivamente la denominación en este procedimiento (Cortés I. , 2016).

Ilustración 15: Programación software EES



Fuente: Propia

2.10 RADIACIÓN SOLAR

Procedente del Sol que emite energía en forma de radiación electromagnética. Estas ondas electromagnéticas se caracterizan por la frecuencia con que la onda se repite completamente por unidad de tiempo. Algunas, como las ondas de radio, llegan a tener longitudes de onda de kilómetros, mientras que las más energéticas, como los rayos X o las radiaciones gamma, tienen longitudes de onda de milésimas de nanómetro.

La radiación en el Sol es de 63 450 720 W/m². La energía que llega al exterior de la atmósfera terrestre sobre una superficie perpendicular a los rayos solares lo hace en una cantidad fija, llamada constante solar, cuyo valor es 1353 W/m². Esta energía es una mezcla de radiaciones de longitudes de onda entre 200 nm y 9 4000 nm, que se distingue entre radiación ultravioleta, luz visible y radiación infrarroja (EcuRed, 2020).

2.10.1 IRRADIANCIA (I):

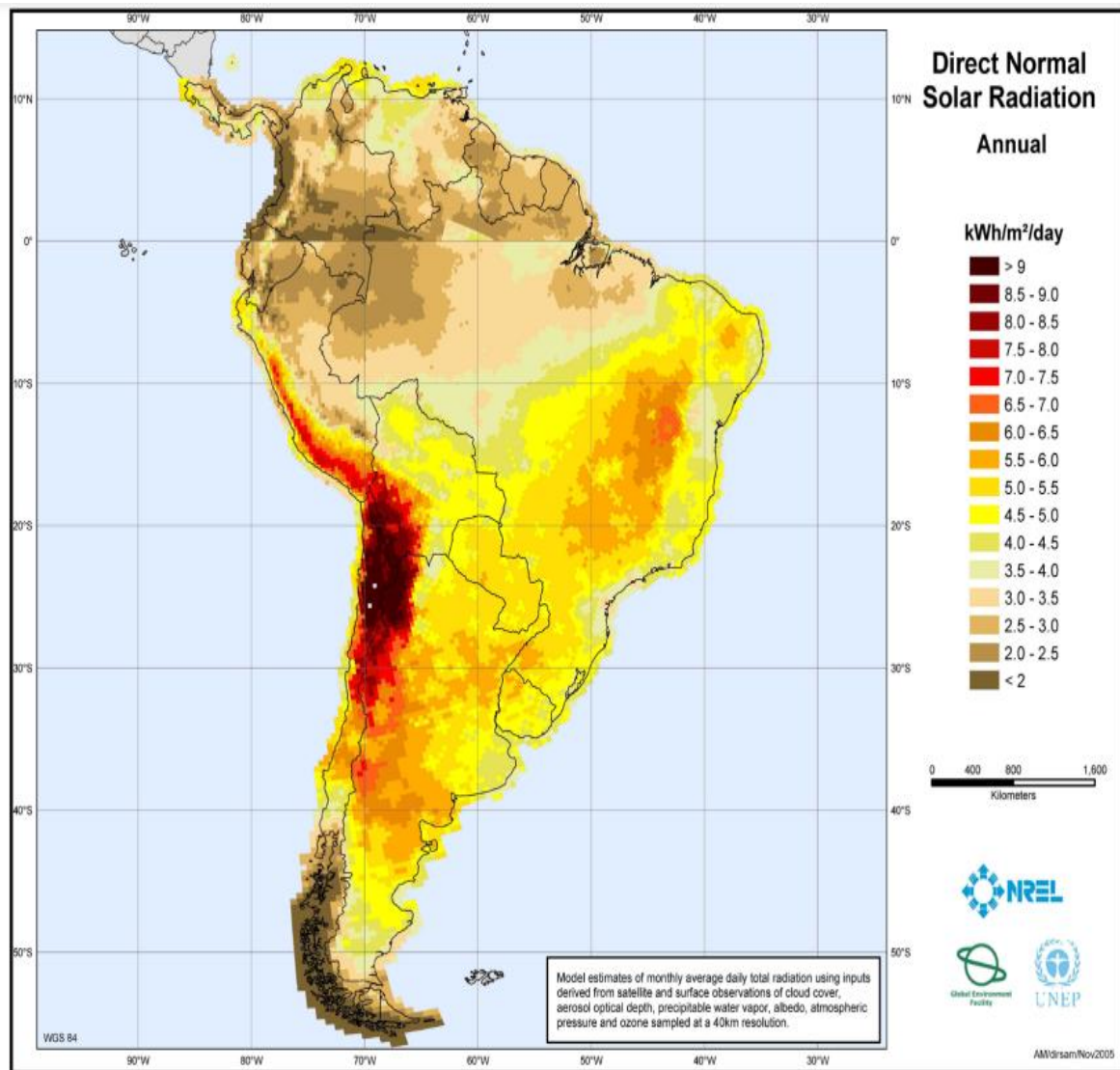
Potencia solar incidente por unidad de superficie sobre un plano dado. Se expresa en (W/m²).

2.10.2 IRRADIACIÓN (E):

Energía incidente por unidad de superficie sobre un plano dado, obtenida por integración de la irradiancia durante un intervalo de tiempo dado, normalmente una hora o un día. Se expresa en ($\frac{kWh}{m^2}$) (Catota & Tonato, 2015).

Como se puede apreciar en la ilustración de América del Sur, entre los países que tienen mayor irradiación solar están Perú, Chile, Bolivia y Argentina.

Ilustración 16: Mapa de Sudamérica de Radiación Solar



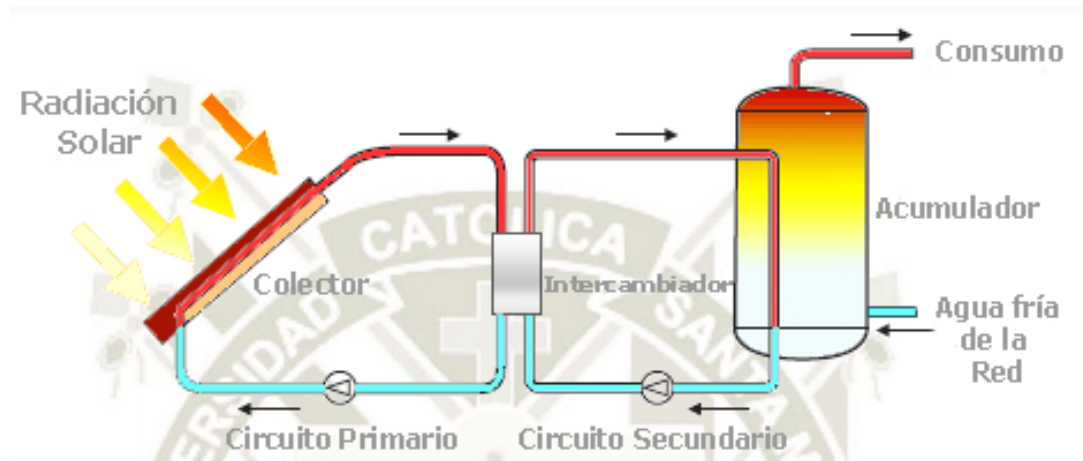
Fuente: González (2019)

La irradiación más alta en Perú se encuentra en el sur (Arequipa, Tacna, Moquegua), que cuenta con una perspectiva favorable para la explotación del recurso solar.

2.11 SISTEMAS DE CAPTACIÓN SOLAR TÉRMICOS(ST)

En la siguiente ilustración se muestra un Sistema de Captación Solar Térmico el cual estará compuesto principalmente por un circuito primario y un secundario como se muestra a continuación:

Ilustración 17: Componentes Instalación Sistemas de Captación Solar Térmico



Fuente: Planas (2019)

2.11.1 CAMPO SOLAR

Es un grupo de colectores solares interconectados que realizan la conversión térmica de la radiación solar, cuya superficie bruta suele estar dimensionada en función del rendimiento solar anual específico [kWh / m²].

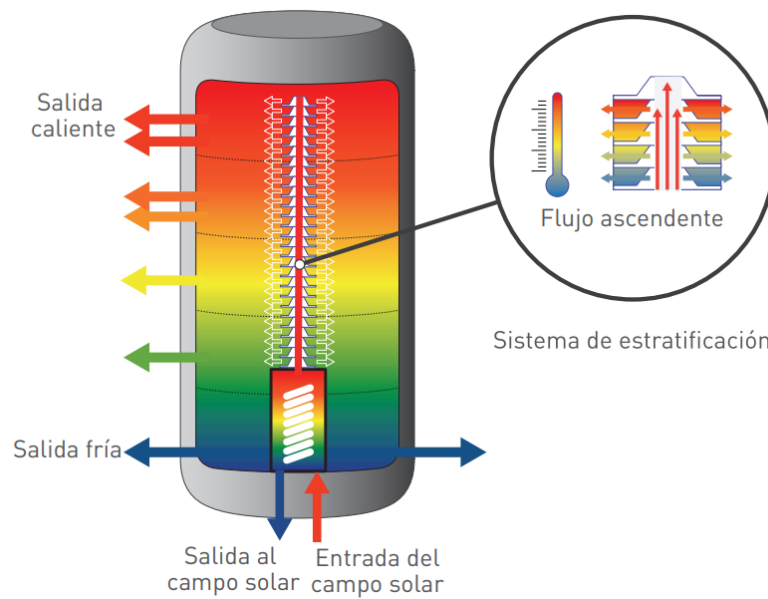
2.11.2 CIRCUITO PRIMARIO

Es el circuito donde el calor es transportado por un fluido de transferencia de calor del campo de colector solar a un intercambiador de calor donde los procesos están conectados directamente o un almacenamiento que se encuentra conectado.

2.11.3 SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO

Los acumuladores son los recipientes que guardan la energía proveniente de los colectores solares, para que sea posible utilizarla por el proceso industrial, en el momento adecuado. Los acumuladores hacen la función de amortiguador, para cubrir el desfase entre la producción y el consumo o entre un proceso y otro (González, 2019)

Ilustración 18: Detalles de Sistemas de Almacenamiento Térmico

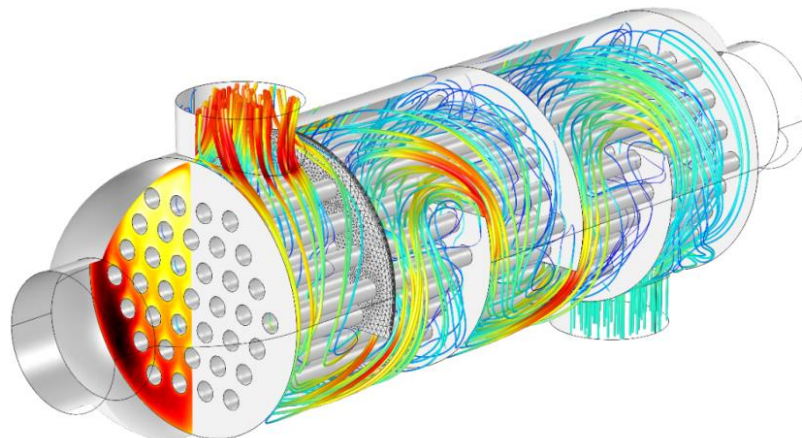


Fuente: González (2019)

2.11.4 INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores cumplen la función de transferir el calor colectado por el circuito primario al secundario, en caso de ser necesario. En este caso a diferencia de los interacumuladores, este elemento es un componente externo e independiente de la acumulación (González, 2019).

Ilustración 19: Modelamiento Intercambiador de Calor



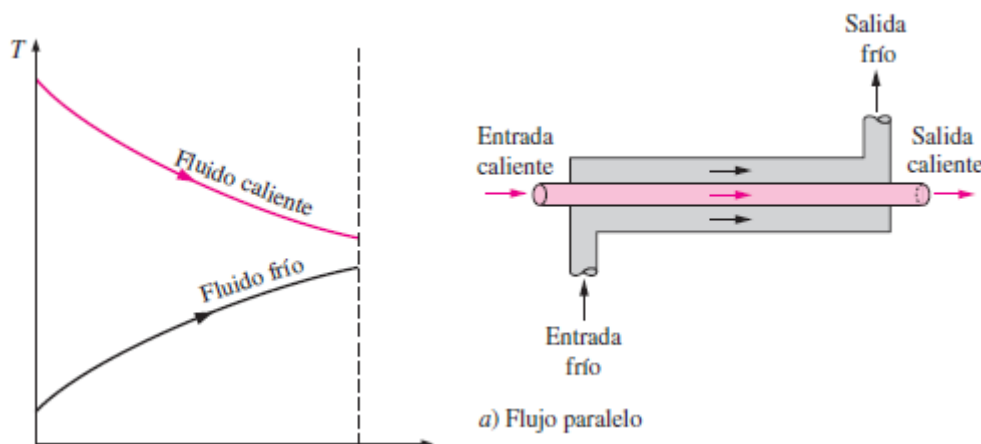
Fuente: González (2019)

Los intercambiadores de tubo doble son posibles dos tipos de disposición de flujo:

Intercambiadores de calor de Flujo paralelo

Los dos fluidos, el frío y el caliente, entran en el intercambiador por el mismo extremo y se mueven en la misma dirección.

Ilustración 20: Intercambiador de flujo paralelo

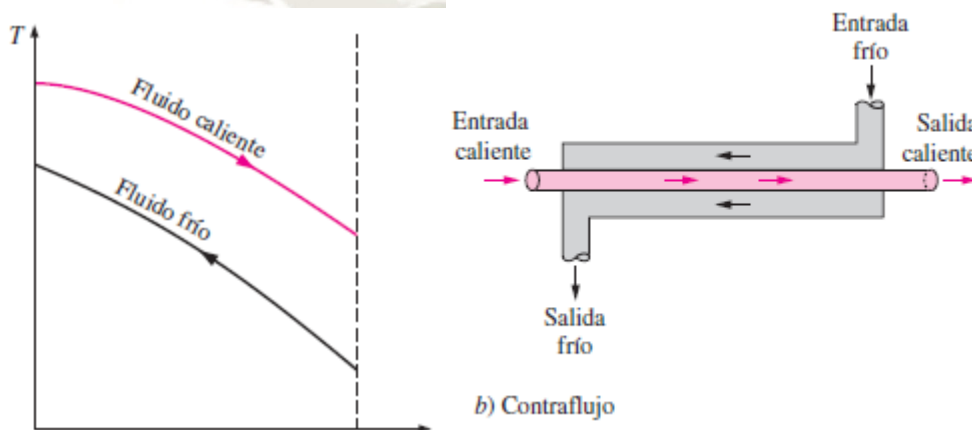


Fuente: Cengel & Boles (2016)

Intercambiadores de calor de Contraflujo

Los fluidos entran al intercambiador por los extremos opuestos y fluyen en direcciones opuestas (Cengel & Boles, 2016)

Ilustración 21: Intercambiador de contraflujo



Fuente: Cengel & Boles (2016)

En el caso de no conocer las temperaturas de ingreso ni salida de los fluidos caliente y frío a partir de un balance de energía, se puede trabajar con el método de la efectividad de transferencia de calor.

Método Efectividad Transferencia de Calor

Este método está definido por:

$$E = \frac{\dot{Q}}{Q_{max}} \quad (3)$$

E = efectividad de la transferencia de calor (%)

\dot{Q} = Razón de la transferencia de calor real

Q_{max} = Razón máxima posible de la transferencia de calor

Lo que nos puede indicar que la transferencia máxima de calor de los intercambiadores según (Cengel & Boles, 2016) será igual a:

$$Q_{max} = Q_{min}(Q_{sc}, Q_{sf}) \quad (4)$$

E = efectividad de la transferencia de calor (%)

Q_{min} = Razón mínima posible de la transferencia de calor

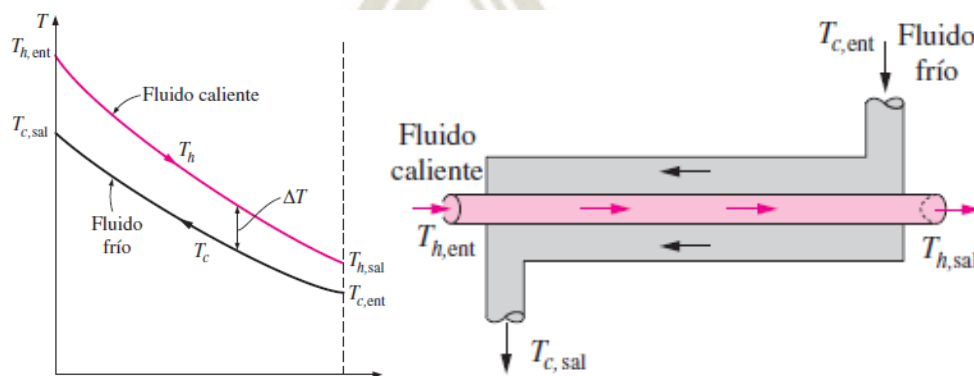
Q_{sc} = Transferencia de calor solución caliente (BTU)

Q_{sf} = Transferencia de calor solución fría (BTU)

De esta manera nos indica que el fluido que ingresa frío se calienta hasta la temperatura del fluido caliente y el fluido caliente se enfría hasta la temperatura de entrada del frío.

Mediante la Primera Ley de la termodinámica y realizando un balance energético en cada punto del análisis (Cengel & Boles, 2016).

Ilustración 22: Modelamiento Intercambiador de Calor



Fuente: Cengel & Boles (2016)

$$Q_{sc} = \dot{m}(h_{ce} - h_{cs}) \quad (5)$$

$$Q_{sf} = \dot{m}(h_{fs} - h_{fe}) \quad (6)$$

\dot{m} = Flujo másico que atraviesa la tubería de respectiva (cu ft/s)

h_{ce} = Entalpia del fluido caliente a la entrada (BTU)

h_{cs} = Entalpia del fluido caliente a la salida (BTU)

h_{fs} = Entalpia del fluido fría a la salida (BTU)

h_{fe} = Entalpia del fluido fría a la entrada (BTU)

2.11.5 SISTEMA DE RESPALDO

Un equipo instantáneo de potencia que permite el cumplimiento del perfil de carga en cualquier momento dado, independientemente de las condiciones instantáneas de la fracción solar. Por lo tanto, la inclusión de un sistema de respaldo permite el cumplimiento del perfil de carga en cualquier momento dado, independientemente de las condiciones de irradiación solar que se produzcan en un momento. En este caso las máquinas de absorción tendrán una entrada directa de una tubería de polietileno para G.L.P.

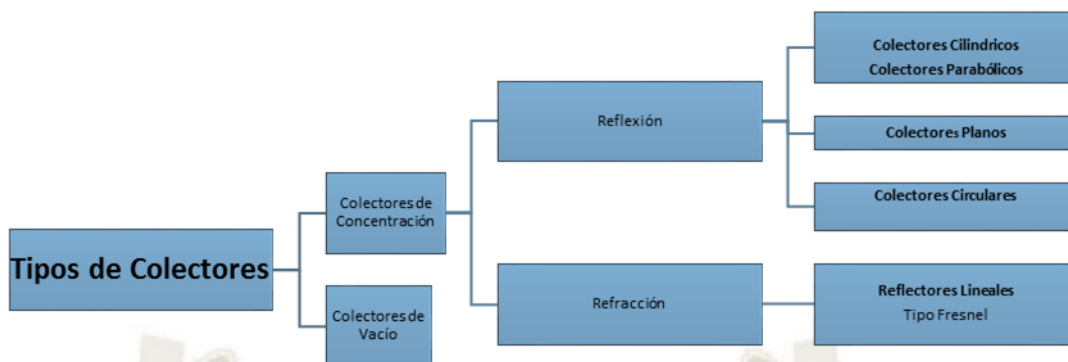
2.11.6 SISTEMA DE CONTROL

Un sistema de control de temperatura que controla la circulación del fluido térmico en el campo solar asegura que la circulación ocurre solo cuando el calor está disponible en el campo solar a temperaturas útiles, es decir, que la temperatura de salida del campo solar es más alta que la temperatura del consumidor, evitando así la disipación de energía en el campo solar (Cortés, Murray, Muñoz, & Platzer, 2016).

2.12 TIPOS DE COLECTORES SOLARES

El sistema escogido es el sistema de captación solar se denomina Fresnel el cual consiste en una serie de espejos lineales distribuidos horizontalmente y al ser sometidos a radiación solar apuntarán hacia un receptor lineal ubicado por encima de los espejos, que irán reflejando los rayos solares sobre el receptor lineal con el fluido calor portador.

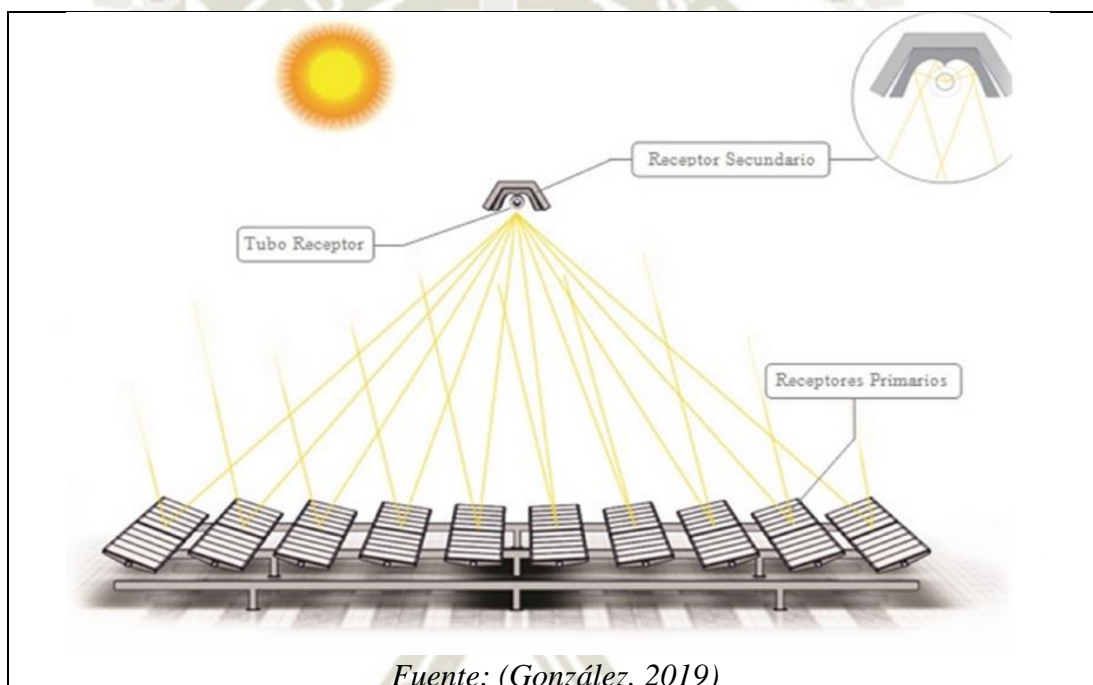
Ilustración 23: Clasificación de los Colectores Solares



Fuente: González, (2019)

2.13 COMPONENTES DEL COLECTOR FRESNEL

Tabla 4: Principales Componentes Colector Solar Fresnel



Fuente: (González, 2019)

REFLECTOR PRIMARIO	Conformado por espejos cuya función es reflejar y concentrar la radiación solar directa y proyectar los rayos hacia el tubo absorbente.
REFLECTOR SECUNDARIO	Conformado por espejos que envuelven a al tubo absorbedor su función es utilizar los diversos rayos desviados por el reflecto primario.
TUBO ABSORBEDOR	Son tubos de vidrio revestidos por un tubo interior de acero por el cual circula diferentes tipos de fluidos térmicos.
SOPORTE	Deberá ser anclaje a una estructura sólida de tal forma que soporte el peso de los demás componentes

Fuente: Propia

En cuanto al sistema de seguimiento de los receptores primarios es posible utilizar servomotores, motores de corriente continua como los motores de paso que faciliten el movimiento e inclinación de los receptores permitiendo que los espejos varíen en un radio de giro de 0° a 180°

Se tendrá una inclinación única para todas las filas de los receptores al realizar el seguimiento del sol a lo largo del día.

En cuanto a la transmisión mecánica, estará compuesto por un rodamiento para cara fila y una junta acoplada al eje principal que transmitirá mediante un solo motor de pasos.

La potencia del sistema estimada según especificaciones de fabricación para mover este sistema es de 0,03 N-m y se considerará un motor de 3,9 kW, con un torque de 0,5 N-m por ser un motor comercial.

2.14 FUNCIONAMIENTO COLECTOR SOLAR FRESNEL LINEAL

El funcionamiento del colector solar Fresnel consiste en concentrar toda la radiación solar hacia el tubo receptor, ubicado en la parte superior de la estructura, para así transferir toda esta energía hacia el fluido ubicado en el interior de los tubos. El sistema presentará un mecanismo de seguimiento de trayectoria solar que permitirá mover los espejos y enfocarlos hacia la radiación.

Un equipo instantáneo de potencia que permite el cumplimiento del perfil de carga en cualquier momento dado, independientemente de las condiciones instantáneas de la fracción solar. Por lo tanto, la inclusión de un sistema de respaldo permite el cumplimiento del perfil de carga en cualquier momento dado, independientemente de las condiciones de irradiación solar que se produzcan en un momento (González, 2019).

2.15 RENDIMIENTO DE LOS CAPTADORES SOLARES

El rendimiento de un captador estará definido por la relación entre la potencia útil extraída del absorbedor y la radiación solar interceptada por el captador.

$$n = \frac{P_u}{A_{colector} * I} \quad (7)$$

Donde:

A = Es el area total de la superficie del captador solar (m²)

$$I = \text{Irradiación Solar} \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

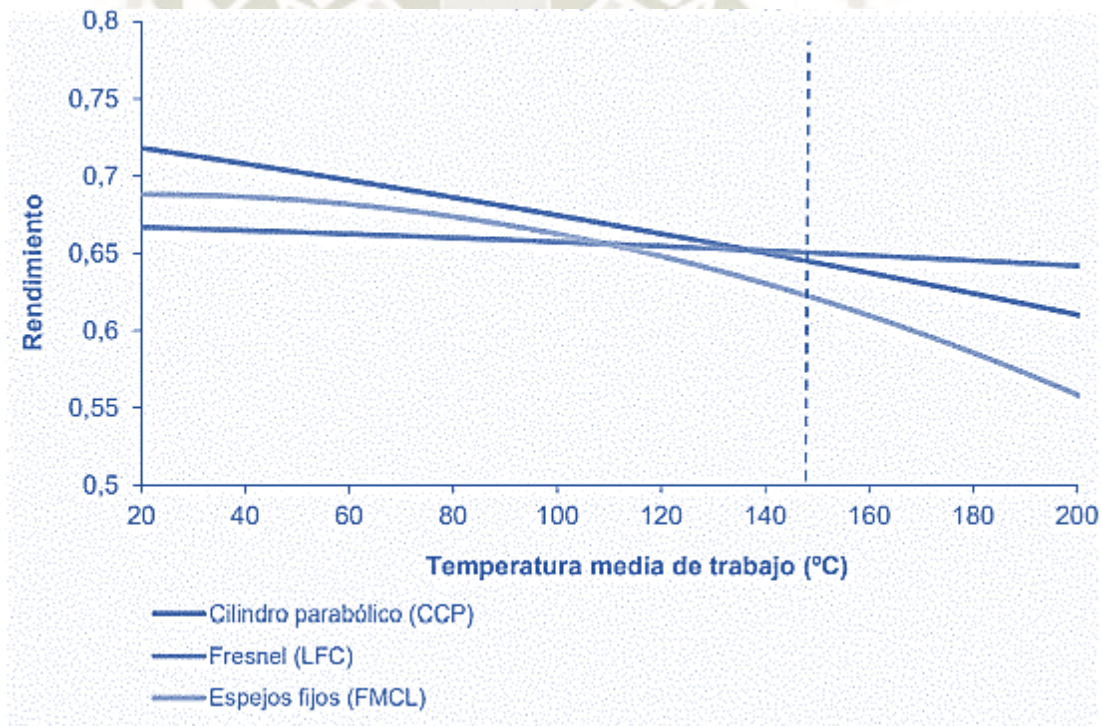
n = Es la eficiencia con la que trabajará el colector solar

$$P_u = \text{Potencia Solar Útil (W)}$$

La siguiente ilustración se muestra las curvas de rendimiento de algunos tipos de captadores solares como captadores de Cilindro parabólico, captadores de Espejos fijos, captadores Fresnel.

Se puede apreciar que los captadores con un rendimiento más estable con los del tipo Fresnel, razón por la cual se utilizó para los cálculos y selección dichos colectores solares.

Ilustración 24. Curvas de rendimiento de los colectores promedio



Fuente: Díaz, Espinosa, Gonzalez, & Paredes (2015)

2.16 REFRIGERACIÓN PARA CONSERVACIÓN DE PRODUCTOS

La refrigeración juega un papel muy importante en la conservación de productos alimenticios debido a que no sería posible almacenar, ni transportar productos de buena calidad debido a que el producto rápidamente sufriría una pronta maduración y no llegaría al destinatario.

2.17 PRODUCTOS A SER CONSIDERADOS EN EL PACKING

- Dentro de los productos a ser considerados en el Packing encontramos:
- Alcachofa
- Palta
- Uva
- Granada
- Mandarina

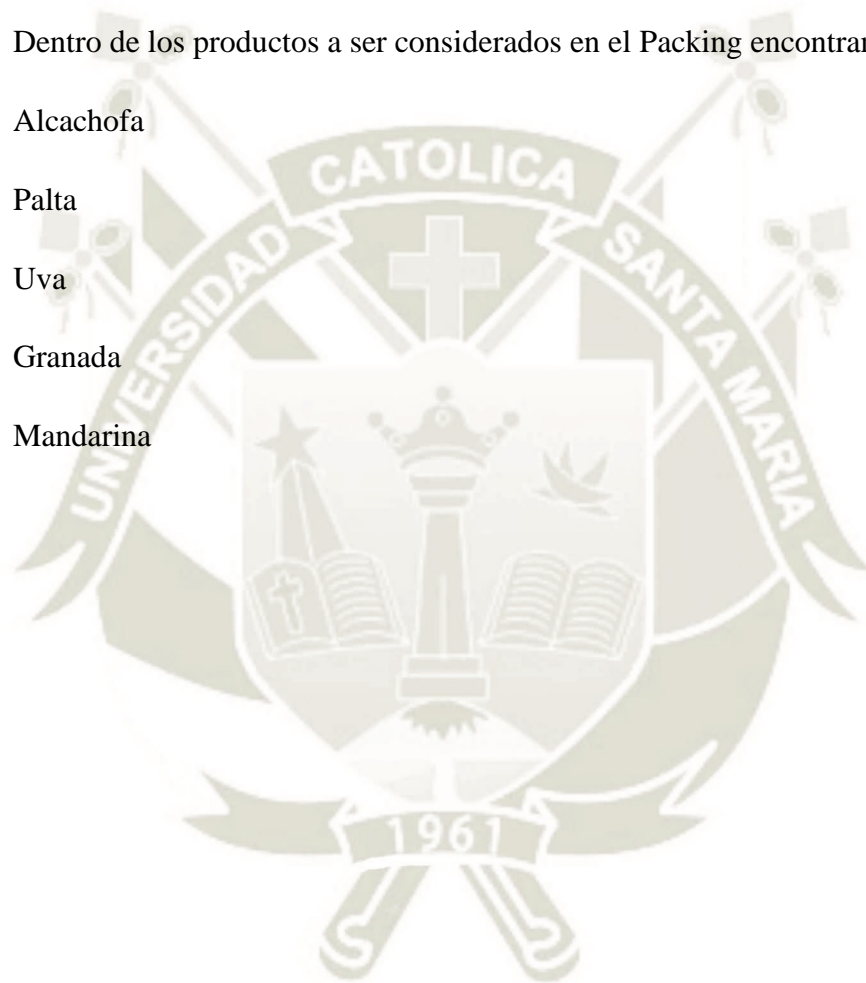




Ilustración 25: Características de Conservación y Almacenamiento de Alcachofa

ALCACHOFA	
	
PESO ESTIMADO POR UNIDAD	50 a 100 gramos
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	-0,55 a 0°C
TIEMPO DE ALMACENAJE	7-14 días
HUMEDAD RELATIVA	90-95 %
TEMPERATURA DE CONGELADO	-1,16°C


Fuente: Propia

Ilustración 26: Características de Conservación y Almacenamiento de Palta

PALTA	
	
PESO ESTIMADO POR UNIDAD	180-280 gramos
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	7,2°C a 12,7°C
TIEMPO DE ALMACENAJE	14-28 días
HUMEDAD RELATIVA	85-90 %
TEMPERATURA DE CONGELADO	-0,27°C


Fuente: Propia

Ilustración 27: Características de Conservación y Almacenamiento de Uva

UVA	
	
PESO ESTIMADO POR UNIDAD	200 – 300 gramos
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	-0,55°C a 0°C
TIEMPO DE ALMACENAJE	14-56 días
HUMEDAD RELATIVA	85-90 %
TEMPERATURA DE CONGELADO	-1,27°C


Fuente: Propia

Ilustración 28: Características de Conservación y Almacenamiento de Granada

GRANADA	
	
PESO ESTIMADO POR UNIDAD	500 gramos
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	0°C
TIEMPO DE ALMACENAJE	14-28 días
HUMEDAD RELATIVA	90 %
TEMPERATURA DE CONGELADO	-3°C

Fuente: Propia

Ilustración 29: Características de Conservación y Almacenamiento de Mandarina

MANDARINA	
	
PESO ESTIMADO POR UNIDAD	120 gramos
TEMPERATURA DE ALMACENAMIENTO	0°C a 3,3°C
TIEMPO DE ALMACENAJE	14-28 días
HUMEDAD RELATIVA	90-95 %
TEMPERATURA DE CONGELADO	-1,0 °C

Fuente: Propia

2.18 DETERMINACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS DE ENFRIAMIENTO

Se denominan cargas térmicas a aquellos flujos que por diversos factores ingresan a la cámara frigorífica y que deben ser eliminados por el equipo de refrigeración, para llegar a la temperatura para cada producto que se almacene en dicho ambiente (Vásquez & Jara, 2018).

TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DEL EQUIPO:

Las cargas térmicas se estarán dadas para períodos de 24 horas.

La capacidad de un equipo de refrigeración se expresa en Btu/hr, en aplicaciones de refrigeración la carga de enfriamiento total por lo general se calcula para períodos de 24 horas, o sea se expresa en Btu/24hr (Vásquez & Jara, 2018).

$$\text{Capacidad de Enfriamiento} \left(\frac{\text{Btu}}{24 \text{ hr}} \right) = \frac{\text{Carga de enfriamiento total} \left(\frac{\text{Btu}}{24 \text{ hr}} \right)}{\text{Tiempo deseado de funcionamiento}(\text{hr})}$$

2.18.1 CARGAS POR PAREDES, TECHO Y PISO

La carga por paredes, techo y piso se utiliza para calcular la cantidad de calor que está pasando del exterior al interior, debido a la diferencia de temperaturas y para minimizar esta transferencia de calor se utiliza materiales aislantes que cubren la superficie interior de las paredes, techo y piso de la habitación destinada a ser cámara frigorífica (Vásquez & Jara, 2018).

El espesor del corcho será calculador con la siguiente fórmula:

$$e = ec \times \frac{k}{kc} \quad (8)$$

Donde:

e = Espesor del material aislante (ft)

k = Conductividad térmica del mismo material (BTU/h.ft.°F)

kc = Conductividad térmica del corcho (BTU/h.ft.°F)

ec = Espesor de corcho (ft) con ($K = 0,035 \text{ kcal/hr. m}^\circ\text{C} = 0,024 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}$)

Valor del espesor del corcho ($k=0,035 \text{ kcal/hr. m}^\circ\text{C}$)= $0,024 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}$, tomado solo de referencia

Se utilizará: Poliuretano inyectado cuya conductividad es: $K = 0,018 \text{ kcal/hr.m}^\circ\text{C.} = 0,012 \text{ BTU/h.ft.}^\circ\text{F}$

La carga por paredes se calculó con la siguiente formula:

$$q_1 = F_1 \times Ae \quad (9)$$

Donde:

$Te =$ Las temperaturas máximas del exterior ($^\circ\text{F}$)

$Ti =$ Las temperaturas de diseño ($^\circ\text{F}$)

$F_1 =$ Factor de Ganancia por pared $\frac{\text{BTU}}{\text{dia}} \times \text{ft}^2$ (Ver Anexo Tabla N°101)

$A_e =$ Area de la superficie exterior de la camara (ft^2)

2.18.2 CARGAS POR RADIACIÓN SOLAR

La carga por radiación solar se calculó con la siguiente formula:

$$q_2 = F_{1'} \times Ae \quad (10)$$

Donde:

$F_{1'} =$ Factor con espesor de aislante y con variación de temperatura

$A_e =$ Area de la pared o techo soleado (ft^2)

Nota: En el cálculo no se considerará dicha carga debido a que existirá un sobretecho

2.18.3 CARGAS POR CAMBIOS DE AIRE

La carga por cambio de aire se calculó con la siguiente formula:

$$q_3 = F_2 * F_3 * V \quad (11)$$

$F_2 =$ Factor de Cambios de aire $\left(\frac{\text{cambios}}{\text{dia}}\right)$ (Ver Anexo Tabla 102)

$F_3 =$ Factor de Calor ganado $\left(\frac{\text{BTU}}{\text{ft}^3}\right)$ (Ver Anexo Tabla 104)

$V =$ Volumen de la cámara (ft^3)

2.18.4 CARGAS POR PRODUCTO

La carga por producto se calculó con la siguiente formula:

$$q_4 = m * C_a * (T_1 - T_i) * \frac{24}{ft} \quad (12)$$

m = Masa o peso del producto en (lbf)

C_a = Calor específico del producto ($\frac{BTU}{Lbf \cdot ^\circ F}$) (Ver Anexo Tabla 109)

T_1 = Temperatura de ingreso a la cámara ($^\circ F$)

T_i = Temperatura interior de la cámara ($^\circ F$)

f = Factor de enfriamiento (horas) (Ver Anexo Tabla 105)

t = Tiempo de enfriamiento (horas) (Ver Anexo Tabla 105)

2.18.5 CARGAS DIVERSAS

A. CARGAS POR PERSONAS

La carga por personas se calculó con la siguiente formula:

$$q_{5a} = N_p * F_p * t \quad (13)$$

N_p = Numero de personas

F_p = Factor de calor liberado ($\frac{BTU}{hr \cdot persona}$) ((Ver Anexo Tabla 107)

t = Tiempo de exposición de las personas

B. CARGAS DE ILUMINACIÓN

La carga por iluminación se calculó con la siguiente formula:

$$q_{5b} = N_F * P_F * F * t \quad (14)$$

N_F = Numero de focos

P_F = Potencia de cada foco ($W = 0,00134102 \text{ HP}$)

F = Factor de conservación 3,413 ($\frac{BTU}{W - hr}$)

t = Tiempo de encendido ($\frac{hr}{dia}$)

C. CARGAS DE ENVASES

La carga por envases de los productos se calculó con la siguiente formula:

$$q_{5c} = N_e * m_e * C_{Ae} * \Delta T * \frac{24}{ft} \quad (15)$$

N_e = Número de envases

m_e = Masa de envases (Lb)

C_{Ae} = Calor específico de envases $\left(\frac{BTU}{Lb \text{ } ^\circ F}\right)$

t = tiempo de funcionamiento $\left(\frac{hr}{día}\right)$

D. CARGAS DE RESPIRACIÓN

La carga por respiración de los productos se calculó con la siguiente formula:

$$q_{5d} = m * F_R \quad (16)$$

m = masa o peso del producto

F_R = Factor de respiración $\left(\frac{BTU}{lb * día}\right)$ (Ver Anexo Tabla 98)

E. CARGAS DE MOTORES

La carga por motores de los productos se calculó con la siguiente formula:

$$q_{5e} = N_m * P_m * F_m * t \quad (17)$$

N_m = Número de motores

P_m = Potencia del motor (HP)

F_m = Factor de Calor liberado $\left(\frac{BTU}{hr * HP}\right)$

t = tiempo de funcionamiento $\left(\frac{hr}{día}\right)$

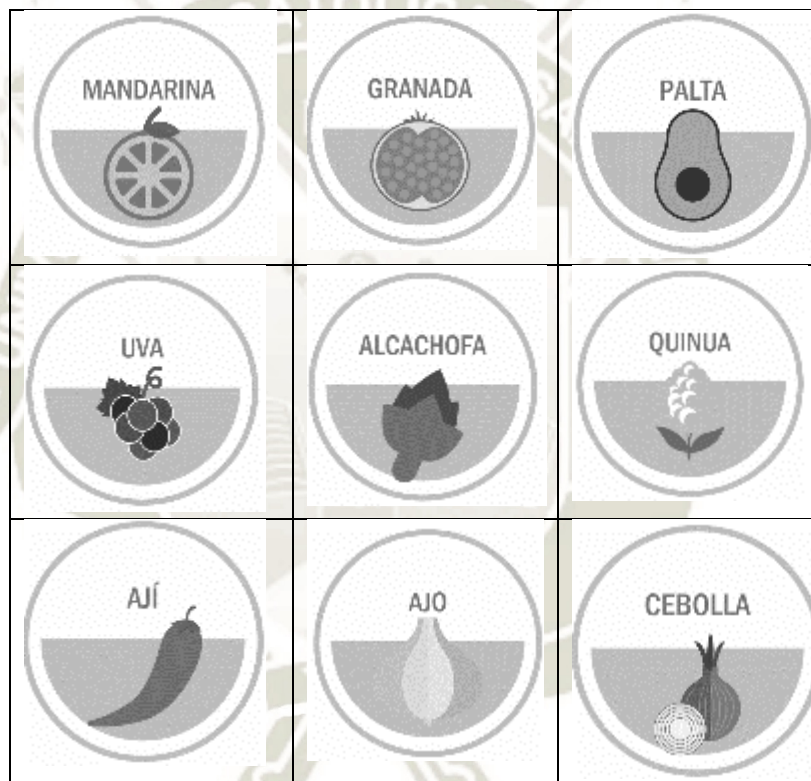


CAPITULO III
ESTUDIO DE MERCADO

3.1 INTRODUCCIÓN

Según La Comisión de Promoción del Perú para la Exportación y el Turismo (Promperú, 2019), los productos de exportación son la mandarina, granada, palta, uva, alcachofa, quinua, ají, ajo, cebolla, para el estudio de mercado se consideraran los datos de la Agencia agraria y el informe de factibilidad Majes Sigvas II Etapa, Diciembre 2017 y datos de la empresa PampaBaja SAC por ser pionero en la exportación de productos agroindustriales en las pampas de majes y contar con el mismo clima y tierras de cultivo en comparación con la ubicación del proyecto planteado.

Ilustración 30: Productos de Exportación




Fuente: Promperú (2019)

3.2 INFORMACIÓN DE LOS PRODUCTOS

A continuación se observan las características más importantes de la Uva (Hata, 2020)


Ilustración 31: Ficha Técnica Uva

Ficha Técnica											
				Nombre Comercial				Uvas frescas, grapes, uva de mesa, table grape.			
				Partida Arancelaria				0806100000			
				Zonas de Producción				Lima, Ica, La Libertad, Arequipa			
Usos y Aplicaciones				Se emplea para la preparación de confituras, postres, cocktails, vinos. Contiene potasio, útil por su acción diurética, además de calcio, aminoácidos, entre otros componentes.							
Especies y Variedades				Llama sin semillas. Thompson sin semillas. Globo rojo Blanco sin semillas. Sugarone sin semillas. Carmesí.							
Ventana Comercial											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AG	SET	OCT	NOV	DIC

Fuente: Hata (2020)

A continuación se observan las características más importantes de la Palta (Hata, 2020).


Ilustración 32: Ficha Técnica Palta

Ficha Técnica											
	Nombre Comercial		Avocado, Aguacate								
	Partida		0804400000								
	Arancelaria										
	Zonas de Producción		La Libertad, Ancash, Huánuco, Junín, Lima, Ayacucho, Apurímac, Ica, Tacna, Arequipa								
Especies y Variedades		Hass, Fuerte									
Usos y Aplicaciones		Para la alimentación, rica en polifenoles, la granada destaca por su enorme poder									
Ventana Comercial											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC

Fuente: Hata (2020)

A continuación se observan las características más importantes de la Mandarina (Hata, 2020).


Ilustración 33: Ficha Técnica Mandarina

Ficha Técnica											
				Nombre		Citrus unshuiiu /					
				Comercial		citrus reticulata					
				Partida Arancelaria		0805201000					
				Zonas de Producción		Lima, Ica, Arequipa					
Usos y Aplicaciones				Combate el desarrollo de enfermedades cardiovasculares, degenerativas y cáncer. Tiene efecto diurético.							
Especies y Variedades				Grupo clementinas (citrus reticulata), (citrus unshiu), Grupo híbridos: Clemenvilla, ellendale, fortune, kara, nova, ortanique, ortánica, temple							
Ventana Comercial											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AG	SET	OCT	NOV	DIC

Fuente: Hata (2020)

A continuación se observan las características más importantes de la Granada (Hata, 2020).


Ilustración 34: Ficha Técnica Granada

Ficha Técnica											
	Nombre Comercial		Granada								
	Nombre Científico		Punica Granatum								
	Partida Arancelaria		0810901000								
	Zonas de Producción		Ica, Lima, La Libertad, Lambayeque, Tacna, Ancash, Arequipa								
	Especies y Variedades		Wonderfull, Emek, Kamel, Acco y Shany								
Usos y Aplicaciones			Para la alimentación, rica en polifenoles, la granada destaca por su enorme poder antioxidante, propiedades antisépticas y antiinflamatorias.								
Ventana Comercial											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC

Fuente: Hata (2020)

A continuación se observan las características más importantes de la Granada (Hata, 2020).

Ilustración 35: Ficha Técnica Alcachofa

Ficha Técnica											
	Nombre Comercial		Alcachofa, artichoke								
	Nombre Científico		Cymara escolymus l.								
	Partida		0709100000								
	Arancelaria										
	Zonas de Producción		Junín (Concepción), sierra central y Huaral								
	Especies y Variedades		Hass,Fuerte								
Usos y Aplicaciones						Se consume principalmente en estado fresco, ya sea hervida, cocida al vapor, a la estufa y consumida bráctea por bráctea, lo que permite un consumo total de la cabezuela floral, es decir, el receptáculo.					
Ventana Comercial											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AG	SET	OCT	NOV	DIC

Fuente: Hata (2020)

3.3 ANÁLISIS Y ESTADÍSTICA DE LOS MERCADOS

3.3.1 OFERTA GLOBAL

La oferta global de Uvas a nivel mundial en el año 2015 al 2017 con la partida 0806100000.

Tabla 5: Principales Países de Exportación de la Uva Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Exportación	Cantidad de exportación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2017 (Toneladas)
Uva	Chile	813006	5397490	5 339 735
	Turquía	399462	409225	755 768
	Estados Unidos	512407	505211	546 678
	Italia	471415	483314	511 833
	Sudáfrica	411521	351317	386 129
	Perú	308388	286310	269 270

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

Chile el mayor exportador de uvas en 2017 cuenta con una participación de 755 768 Toneladas de envíos de uvas al mundo, a continuación, tenemos a Turquía, Estados Unidos y Perú con una participación de 269270 Toneladas de envíos de uvas al mundo.

La oferta global de Paltas a nivel mundial en el año 2015 al 2017 con la partida 0804400000.

Tabla 6: Principales Países de Exportación de la Paltas Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Exportación	Cantidad de exportación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2017 (Toneladas)
Paltas	México	863503	926597	897560
	Países Bajos	151605	198646	249695
	Perú	175640	194098	247192
	Chile	90010	147125	177237
	España	81581	91568	107005
	Kenia	38858	46682	51507

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

México el mayor exportador de Paltas en 2017 cuenta con una participación de 2052282 Toneladas de envíos de palta al mundo, a continuación, tenemos a Países Bajos y con una gran participación a Perú con 247192 Toneladas de envíos de paltas al mundo.

La oferta global de Mandarinas a nivel mundial en el en el año 2017 con la partida 0805201000.

Tabla 7: Principales Países de Exportación de Mandarina Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Exportación	Cantidad de exportación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2017 (Toneladas)
Mandarinas	Egipto	23103	31391	48707
	Argentina	53248	49666	40863
	Georgia	24578	27419	23874
	México	2649	5008	5761
	Arabia Saudita	1714	5661	5079
	Singapur	3173	3169	2346

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

Egipto el mayor exportador de Mandarinas en 2017 cuenta con una participación de 48707 Toneladas de envíos de mandarinas al mundo, a continuación, tenemos a Argentina.

La oferta global de Granada a nivel mundial en el en el año 2017 con la partida 0810901000.

Tabla 8: Principales Países de Exportación de la Granada Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Exportación	Cantidad de exportación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2017 (Toneladas)
Granada	Vietnam	258400	527185	958978
	Tailandia	508315	498743	812465
	Turquía	147873	184274	163819
	Hong Kong, China	153318	109023	160302
	Países Bajos	54470	62517	75963
	Perú	16557	19263	29635

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

Vietnam el mayor exportador de granadas en 2017 cuenta con una participación de 2878017 Toneladas de envíos de granadas al mundo, a continuación, tenemos a Tailandia, Turquía y tenemos a Perú con una participación de 29635 Toneladas de envíos de granadas al mundo.

La oferta global de Alcachofas a nivel mundial en el en el año 2017 con la partida 0709100000.

Tabla 9: Principales Países de Exportación de Alcachofa Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Exportación	Cantidad de exportación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de exportación Año 2017 (Toneladas)
Alcachofa	España	14478	10950	11542
	Francia	9140	7780	9722
	Italia	5683	6475	6621
	Egipto	1126	1665	4773
	Túnez	2945	3059	3960
	Estados Unidos de América	1508	1738	1835
	Perú	0	31	347

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

España el mayor exportador de Alcachofas en 2017 cuenta con una participación de 44630 Toneladas de envíos de alcachofas al mundo, a continuación, tenemos a Francia y Italia, Perú exportó 347 Toneladas de envíos de alcachofas al mundo.

3.3.2 DEMANDA GLOBAL

En el cuadro siguiente podemos notar que los principales países importadores de uva en el 2017 son Estados Unidos, Países Bajos y Rusia.

Tabla 10: Principales Países de Importación de la Uva Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Importación	Cantidad de Importación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2017 (Toneladas)
Uva	Estados Unidos de América	571701	548401	594862
	Países Bajos	355672	342890	381279
	Rusia, Federación de	252240	193160	362866
	Alemania	337695	324237	331783
	Reino Unido	257744	275326	271427

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

En el cuadro siguiente podemos notar que los principales países importadores de palta en el 2017 son Estados Unidos, Países Bajos y Francia.

Tabla 11: Principales Países de Importación de la Palta Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Importación	Cantidad de Importación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2017 (Toneladas)
Palta	Estados Unidos	867364	751750	900186
	Países Bajos	187336	241505	267332
	Francia	116373	134360	145813
	Reino Unido	77391	99882	107597
	España	60956	87427	98056

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

En el cuadro siguiente podemos notar que los principales países importadores de Mandarina en el 2017 son Estados Unidos, Países Bajos y Francia.

Tabla 12: Principales Países de Importación de la Mandarina Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Importación	Cantidad de Importación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2017 (Toneladas)
Mandarina	Ucrania	112517		132970
	Arabia Saudita	65485	91886	76488
	Filipinas	52611	77120	65888
	Singapur	22053	22591	16867
	Moldova, República de	9102	10177	8856

Fuente: Centro de Comercio Internaciona (2019)

En el cuadro siguiente podemos notar que los principales países importadores de alcachofa en el 2017 son Italia, Francia y Turquía, que son también los principales focos de exportación para la alcachofa peruana.

Tabla 13: Principales Países de Importación de Alcachofa Periodo 2015-2017

Producto	Principales Países de Importación	Cantidad de Importación Año 2015 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2016 (Toneladas)	Cantidad de Importación Año 2017 (Toneladas)
Alcachofa	Italia	12411	7744	15510
	Francia	16820	16194	15423
	Turquía	5635	6122	5989
	Bélgica	3885	3759	4873
	Alemania	2530	2462	2888

Fuente: Centro de Comercio Internacional (2019)

3.3.3 EVOLUCIÓN DE LAS EXPORTACIONES DE FRUTALES EN EL PERÚ

A. Producción de Productos en Majes (2013-2017)

Dichos productos fueron recopilados de la Agencia Agraria de Majes, Arequipa que incluye la producción en la Irrigación Majes I entre los años 2013 al 2017.

Tabla 14: Producción de Productos en Majes I Etapa

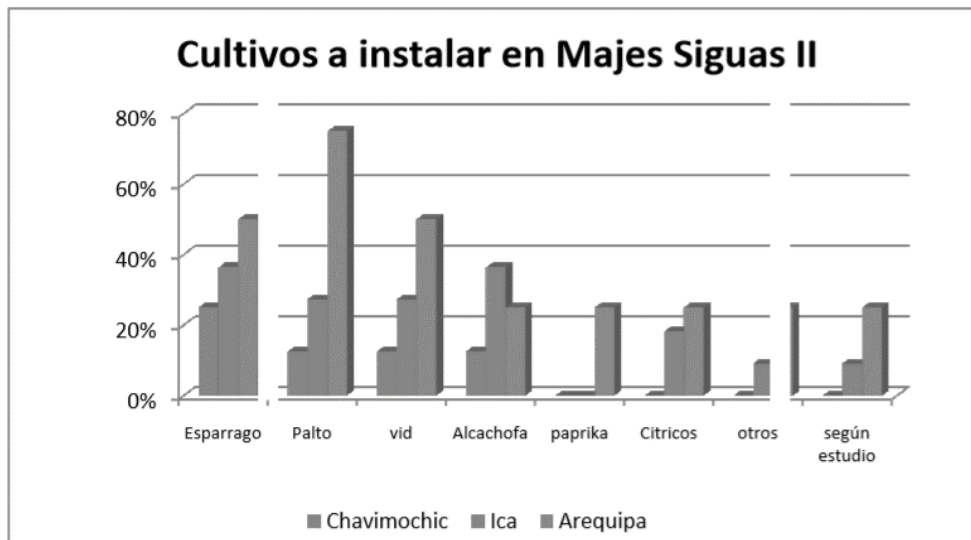
Producción(Ton)	2013	2014	2015	2016	jul-17
Palta	1,751	2,535	3088	4,152	2,864
Uva	4,787	11,011	6,186	4,604	4,145
Alcachofa	18,678	19,466	10,063	6,706	19,124
Granada	0	0	0	1,992	2,182
Mandarina	0	0	0	1,481	3,183

Fuente: Agencia Agraria de Majes (2017)

De una encuesta realizada el año 2007 para el proyecto Majes Siguan II Etapa elaborado por el Ing. Álvaro Quime, se obtuvo que los productos de exportación a instalar con

mayor preferencia por los cultivos como esparrago, palta, vid, alcachofa, paprika, cítricos entre otros que requerirán más estudio.

Ilustración 36: Encuesta de productos a cultivos en Majes Siguas II Etapa



Fuente: Encuesta de productos Majes Siguas II Etapa (2017)

3.4 ESTACIONALIDAD DE LOS PRODUCTOS

El siguiente cuadro de estacionalidad de los productos ha sido considerado de la empresa PampaBaja S.A.C. que cuenta con parecido microclima al área proyectada para Majes II Etapa.

Tabla 15: Estacionalidad de Productos Empresa Pampa Baja S.A.C.

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Uva												
Palta												
Mandarina												
Granada												
Alcachofa												

Fuente: Estudio de Factibilidad Majes Siguas II Etapa (2017)

3.5 MODELOS DE PLANIFICACIÓN

“Se ha desarrollado un modelo de desarrollo agrícola altamente competitivo, orientado a la exportación, a partir del establecimiento de empresas en Módulos Empresariales en lotes de terreno no menores a 200 hectáreas y mayores en múltiplos de 200 hectáreas, sin límites hasta agotar la totalidad de las tierras de las Pampas de Siguas”.

Este modelo está diseñado para inversionistas extranjeros o peruanos de un gran poder económico o asociaciones de compradores por ejemplo 40 agricultores donde cada uno de ellos cultivaría individualmente 5 ha y obtendría las ventajas económicas de comprar en conjunto fertilizantes, pesticidas y equipos y material de riego, o también acceder a asistencia técnica, crédito y en conjunto procesar sus productos y venderlos a cadenas productivas para el mercado interno o la agro exportación” (MEF, 2018).

Según el estudio de factibilidad de Majes II Etapa realizado el año 2007 se proyectaban los siguientes cultivos para las 38500 hectáreas a subastar, donde los productos de exportación permanentes son la uva, la palta y la mandarina que también se está cultivando en estos últimos años según la agencia agraria de Arequipa y los cultivos transitorios de mayor importancia son alcachofa, granada.

Tabla 16: Proyección de cultivos Estudio Factibilidad Proyecto Majes II Etapa

Cultivos	Superficie Cultivada (ha)			Costo de Producción	Total(Miles de US\$)
	Primera Campaña	Segunda Campaña	Total	Costo Unitarios (US\$/ha)	
Permanentes					
Uva	10 000	0	10 000	5 068	50 676
Palta	3 000	0	3 000	4 698	14 095
Subtotal	13 000	0	13 000		64 771
Transitorios					
Ajés	3 000	1 500	4 500	4 929	22 181
Ajo	2 600	1 560	4 160	5 067	21 079
Alcachofa	4 600	1 380	5 980	4 837	28 923
Arveja	2 200	3 300	5 500	3 567	19 617
Cebolla	2 200	2 900	5 100	3 952	20 155
Kiwicha	3 000	2 450	5 450	2 395	13 055
Melón	500	1 650	2 150	3 518	7 476
Paprika	4 500	0	4 500	4 812	21 654
Tomate	2 200	540	2 740	4 872	13 348
Tuna-Cochinilla	700	0	700	3 222	2 256
Sub-Total	25 500	15 255	40 755		169 743
TOTAL	38 500	15 255	53 755		234 514

Fuente: Estudio de Factibilidad Majes Sigvas II Etapa (2017)

Por lo tanto, según la producción en la Irrigación Majes Sigvas I y el modelo de desarrollo agrícola se concluye proyectar una planta de refrigeración que satisfaga la producción anual

de 200 hectáreas. Los productos principales a ser tomados en cuenta en el análisis serán: Alcachofa, Uva, Palta, Mandarina, Granada.

Donde haciendo un análisis por comparación se llega a la siguiente relación de cultivos.

Tabla 17: Proyección de superficie de cultivos

Majes II	Área (38500 ha)	Área (200 ha)
Uva	10000	51,948
Palta	3000	15,584
Alcachofa	4600	23,896
Mandarina	Variable	54,240
Granada	Variable	54,240
Total		200,00

Fuente: Propia

En la siguiente tabla se consideró reducir la producción de la Uva al reducir las hectáreas proyectadas de Uva para poder realizar la construcción de la planta proyectada de 1,5 hectáreas.

Tabla 18: Producción Proyectada de cultivos en campo reducida

Nombre del cultivo	Promedio (kg/ha)	Hectáreas (ha)	Producción (kg)	Días	Producción Proyectada de cultivos en campo (Ton)
Alcachofa	6,375	23,896	152 337	360	0,42
Palta	12,953	15,584	201 860	180	1,12
Uva	26,200	50,448	1 321 738	90	14,68
Granada	28,717	54,24	1 5576 100	90	17,31
Mandarina	38,858	54,24	2 107 658	90	23,42

Fuente: Propia

3.6 CAPACIDAD DE LA PLANTA

En base al acopio proyectado para 200 hectáreas de cultivo, así como la estacionalidad de los cultivos se proyecta dimensionar una planta de procesamiento y refrigeración de productos de 1,5 hectáreas, la cual trabajara para una capacidad máxima de acopio a las cámaras de almacenamiento como se indica en el siguiente cuadro a continuación:

Tabla 19: Capacidad Máxima de Acopio en Planta

Cámara N°1		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°1 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Uva	57	7
Mandarina	72	7
Granada	63	7
Cámara N°2		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°2 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Uva	38	7
Mandarina	48	7
Granada	42	7
Cámara N°3		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°3 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Mandarina	24	3
Cámara N°4		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°4 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Alcachofa	5	7
Cámara N°5		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°5 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Palta	15	7
Cámara N°6		
Producto	Capacidad Máxima de Acopio de la Cámara N°6 (Ton/día)	Tiempo Máximo de almacenamiento (días)
Alcachofa	5	4

Fuente: Propia

La planta se encontrará en un extremo del área de los cultivos, considerando un área proyectada para una planta espejo.

Los cultivos serán acopiados directamente a la planta para así poder ser refrigerados.

Se distribuyó los cultivos en base a la proyección agrícola de la agencia agraria de Majes.

Tabla 20: Acopio de cultivos proyectado en campo durante el año

Nombre de Cultivo	Acopio diario proyectado en Campo (Toneladas)	Estacionalidad de los cultivos
Alcachofa	0,42	Todo el Año
Palta	1,12	Marzo,Abril,Mayo,Junio,Julio,Agosto
Uva	14,68	Octubre,Noviembre,Diciembre
Granada	17,31	Febrero,Marzo,Abril
Mandarina	23,42	Julio,Agosto,Setiembre

Fuente: Propia



CAPITULO IV
INGENIERÍA DEL PROYECTO

4.1 CONDICIONES DE DISEÑO

Los periodos de almacenaje se tomarán en cuenta considerando el máximo tiempo del producto se deberá respetar el punto más crítico.

Tabla 21: Temperaturas de almacenamiento y congelamiento de productos

Producto	Temperatura de almacenamiento		Humedad Relativa (%)	Vida aproximada de almacenamiento	Punto de congelación Más alto	
	°C	°F			°C	°F
Uva	-0,55 a 0	31 a 32	85-90	14-56 días	-1,27	29,7
Palta	7,2 a 12,7	45 a 55	85-90	14-28 días	-0,27	31,5
Mandarinas	0 a 3,3	32 a 38	90-95	14-28 días	-1,00	30,1
Granada	0	32	90	14-28 días	-3	26,6
Alcachofa	-0,55 a 0	31 a 32	90-95	7-14 días	-1,16	29,9

Fuente: ASHRAE (2018)

Los productos a almacenar tienen un periodo de producción en la Irrigación Majes como se muestra en la tabla anterior, lo cual nos ayudará a plantear cuantas cámaras y túneles proyectar, como en el caso de la alcachofa que utilizará una cámara independiente debida a que todo el año se cosecha este producto.

Tabla 22: Estacionalidad de los productos en la Irrigación Majes

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Uva												
Palta												
Mandarina												
Granada												
Alcachofa												

Fuente: Romero A. (2020)

4.2 DIMENSIONAMIENTO DE AMBIENTES A CLIMATIZAR

4.2.1 DIMENSIONAMIENTO TÚNEL 1

El túnel número 1 funcionará para el enfriamiento de los productos:

- ✓ Uva
- ✓ Mandarina
- ✓ Granada

Tabla 23: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada en Irrigación Majes

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Uva												
Mandarina												
Granada												

Fuente: Agrícola Pampa Baja S.A.C. (2020)

Dimensiones del pallet a considerar:

Ilustración 37: Pallet plástico modelo Pa1313pr

Large plastic pallets 1200x1200

Type	Dimensions [mm]	Colour	Version	Dynamic capacity [kg]	Static capacity [kg]	Racking [kg]
PK 120nr PK 120nr	1200 x 1200 x 165	grey blue	closed deck without edge 3 skids	1500	6000	1200
PK 120pr/6 PK 120nr/6	1200 x 1200 x 165	grey blue	closed deck without edge 6 skids	1500	6000	1200
PKR 120ar	1200 x 1200 x 165	black	closed deck with edge 7 skids	2500	5000	1250

Fuente: Logistics Żuralski (2020)

Nota: Se tomará el mismo pallet para todos los productos.

A. Dimensiones de la caja de cartón para la uva:

A continuación, se muestra las dimensiones de la caja de exportación a consideradas.

Tabla 24: Dimensiones Caja exportación Uva

Dimensiones caja			N° Caja base	Número de pisos	Peso Neto(kg)	Peso Caja Vacía(kg)
Largo(mm)	Ancho(mm)	Alto(mm)				
600	400	130	6	20	9	0,5

Fuente: Unifrutti (2018)

Tabla 25: Capacidad Túnel 1 para Uvas

ACOPIO DE UVA	
Capacidad del túnel número 1 para uva	19 toneladas
Número de turnos	1 turnos
Máxima cantidad de pallets a ingresar al túnel	18 pallets
Número de Cajas por pallet	120 cajas
Peso de caja exportación vacía	0,5 kg
Peso total de cajas exportación vacías	60 kg
Peso total de uvas por caja exportación	9 kg
Peso total de uvas por pallet	1080 kg
Peso total por pallet	1140 kg
Total de lote de uvas a ingresar por turno	19 440 kg

Fuente: Propia

B. Dimensiones de la caja de cartón para la Mandarina:

A continuación, se muestra las dimensiones de la caja de exportación a consideradas.

Tabla 26: Dimensiones Caja exportación Mandarina

Dimensiones caja			N° Caja base	Número de pisos	Peso Neto(kg)	Peso Caja Vacía(kg)
Largo(mm)	Ancho(mm)	Alto(mm)				
600	400	160	6	14	15	0,5

Fuente: Unifrutti (2018)

Tabla 27: Capacidad Túnel 1 para Mandarinas


ACOPIO DE MANDARINA	
Capacidad del túnel número 1 para mandarina	24 toneladas
Número de turnos	1 turnos
Máxima cantidad de pallets a ingresar al túnel	18 pallets
Número de Cajas por pallet	90 cajas
Peso de caja exportación vacía	0,5
Peso total de cajas exportación vacías	45 kg
Peso total de mandarinas por caja exportación	15 kg
Peso total de mandarinas por pallet	1350 kg
Peso total por pallet	1395 kg
Total de lote de mandarinas a ingresar por turno	24300 kg

Fuente: Propia

C. Dimensiones de la caja de cartón para la Granada:

A continuación, se muestra las dimensiones de la caja de exportación a consideradas.

Tabla 28: Dimensiones Caja exportación Granada

						
Dimensiones caja			N° Caja base	Número de pisos	Peso Neto(kg)	Peso Caja Vacía(kg)
Largo(mm)	Ancho(mm)	Alto(mm)				
500	300	150	8	15	10	0,45

Fuente: Unifrutti (2018)

Tabla 29: Capacidad Túnel 1 para Granada

ACOPIO DE GRANADA	
Capacidad del túnel número 1 para granada	21 toneladas
Número de turnos	1 turnos
Máxima cantidad de pallets a ingresar al túnel	18 pallets
Número de Cajas por pallet	120 cajas
Peso de caja exportación vacía	0,45 kg
Peso total de cajas exportación vacías	54 kg
Peso total de granada por caja exportación	10 kg
Peso total de granada por pallet	1200 kg
Peso total por pallet	1254 kg
Total de lote de granada a ingresar por turno	21600 kg

Fuente: Propia

Considerando la producción proyectada anteriormente de la carga diaria de enfriamiento.

Para la selección del aislamiento se considerará la temperatura de congelamiento más crítica para los siguientes productos como se muestra en la tabla anterior, y se considera el -3°C valores de la Granada como valor más crítico.

Selección de espesor de corcho (Anexo Tabla N°5)

Tabla 30: Selección Aislamiento para paredes

Temperatura de la Cámara °F	Espesor de Corcho Requerido
25 a 35	5"

Fuente: Andía (2016)

Se utilizará poliestireno expandido con $k=0,026$

$$e = ec \times \frac{k}{kc} = 5'' \times \frac{0,026}{0,035} = 3,71''$$

$$e = 4'' = 100 \text{ mm}$$

Se trabajará con un espesor de 4'' para uniformizar el aislamiento en las cámaras y túneles.

D. Dimensionamiento de cargas térmicas Túnel N°1

Tabla 31: Resumen de Cargas Térmicas para Túnel N°1

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior		25°C
Temperatura interior		-3°C
CARACTERÍSTICAS DEL TÚNEL N°1		
Largo		14,21 m
Ancho		5,9 m
Alto		5 m
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de Congelamiento	Humedad Relativa
Uva	-1,27	85-90
Granada	-3	90
Mandarina	-1,27	90-95
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		10,22 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		0,119 $\frac{kW}{m^2}$
Área exterior		368,778 m^2
Carga Por Pared Techo y Piso		4,398 kW
Volumen de mandarina		24 300 kg
Calor específico arriba del punto de congelación de la mandarina		0,9 $\frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$
Calor específico debajo del punto de congelación de la mandarina		0,46 $\frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$
Calor latente de la mandarina		125 $\frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$
Tiempo de enfriamiento mandarina		22 horas
Carga térmica por producto		121,329 kW
Numero de envases		1620
Peso de envases		0,5 kg
Calor específico cartón parafinado		0,693 $\frac{Kcal}{kg \cdot ^\circ C}$
Tiempo de funcionamiento		22 horas
Carga térmica por envases		0,829 kW
Volumen de la granada		24 300 kg
Temperatura de respiración		-3°C
Factor de respiración		6,2 $\frac{w}{Tonelada}$
Carga térmica por respiración		0,15 kW
TOTAL		
Carga Túnel 1		126,706 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos		12,671 kW
CARGA TOTAL TÚNEL 1		139,377 kW

Fuente: Propia

4.2.2 DIMENSIONAMIENTO TÚNEL 2

El túnel número 2 funcionará para el enfriamiento del producto:

- ✓ Palta

Tabla 32: Estacionalidad de Palta en Irrigación Majes

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Palta												

Fuente: Agrícola Pampa Baja S.A.C. (2020)

A. Dimensionamiento de la caja de cartón para la palta:

A continuación, se muestra las dimensiones para la caja de exportación proyectada para la palta.

Tabla 33: Dimensiones Caja exportación Palta



Dimensiones caja			N° Caja base	Número de pisos	Peso Neto(kg)	Peso Caja Vacía(kg)
Largo(mm)	Ancho(mm)	Alto(mm)				
400	300	186	6	20	4	0,38

Fuente: Agrícola Pampa Baja S.A.C. (2020)

Tabla 34: Capacidad Túnel 2 para Palta

CALCULO DE CAPACIDAD DE TÚNEL 2 PARA PALTA	
Capacidad del túnel número 2	5 toneladas
Número de turnos	1 turnos
Máxima cantidad de pallets a ingresar al túnel	12 pallets
Número de Cajas por pallet	120
Peso de caja exportación vacía	0,38 kg
Peso total de cajas exportación vacías	45,6 kg
Peso total de paltas por caja exportación	4 kg
Peso total de paltas por pallet	480 kg
Peso total por pallet	525,6 kg
Total de lote de paltas a ingresar por turno	5 760 kg

Fuente: Propia

Para la selección del aislamiento se considerará la temperatura de congelamiento más crítica de la palta como se muestra en la tabla anterior, y se considera la temperatura de $-0,27^{\circ}\text{C}$.

B. Dimensionamiento de Cargas Térmicas

Tabla 35: Resumen de Cargas Térmicas para Túnel N°2

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior	25°C	
Temperatura interior	-0,27°C	
CARACTERÍSTICAS DEL TÚNEL N°2		
Largo	10,63 m	
Ancho	5,9 m	
Alto	5 m	
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de Congelamiento	Humedad Relativa
Palta	0,27°C	85-90
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura	10,22 °C	
Espesor del corcho	100 mm	
Factor de ganancia por paredes	$0,0106 \frac{kW}{m^2}$	
Área exterior	290,734 m^2	
Carga Por Pared Techo y Piso	3,095 kW	
Volumen de palta	5 760 kg	
Calor específico arriba del punto de congelación de la palta	$0,2 \frac{Kcal}{kg \text{ } ^{\circ}\text{C}}$	
Calor específico debajo del punto de congelación de la palta	$0,46 \frac{Kcal}{kg \text{ } ^{\circ}\text{C}}$	
Calor latente de la palta	$94 \frac{Kcal}{kg \text{ } ^{\circ}\text{C}}$	
Tiempo de enfriamiento palta	22 horas	
Carga por producto	21,399 kW	
Numero de envases	1440	
Peso de envases	0,38 kg	
Calor específico cartón parafinado	$0,693 \frac{Kcal}{kg \text{ } ^{\circ}\text{C}}$	
Tiempo de funcionamiento	22 horas	
Carga por envases	0,399 kW	
Volumen de la palta	5 760 kg	
Temperatura de respiración	-0,27 °C	
Factor de respiración	$19,86 \frac{W}{Tonelada}$	
Carga de respiración	0,11 kW	
TOTAL		
Carga Túnel 2	25,086 kW	
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	2,509 kW	
CARGA TOTAL TÚNEL 2	27,596 kW	

Fuente: Propia

4.2.3 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°1

La cámara 1 está proyectadas con las mismas dimensiones y funcionarán para los productos como uva, mandarina y granada independientemente durante los siguientes meses ubicados a continuación.

Como se observa en la tabla anterior, las temperaturas de almacenamiento de la uva y la granada trabajan similarmente asumiremos 0 °C para uniformizar temperaturas, pero en el caso de la mandarina la temperatura es diferente llegando a los 3,33°C para lo cual se tendrá regular el sistema de refrigeración en los meses que trabaje las cámaras con la mandarina a dicha temperatura.

Se tomará el 0 °C como valor más crítico.

Tabla 36: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a Cámara N° 1

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Uva												
Mandarina												
Granada												

Fuente: Agrícola Pampa Baja S.A.C. (2020)

A. Dimensionamiento de Cargas Térmicas

Tabla 37: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°1

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior	25 °C	
Temperatura interior	0 °C	
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 1		
Largo	14,21 m	
Ancho	10,6 m	
Alto	5 m	
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Uva	-0,55 a 0	85-90
Mandarinas	3,33	90-95
Granada	0	90
Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Uva	57 toneladas /día	7 días
Mandarinas	72 toneladas /día	7 días
Granada	63 toneladas /día	7 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura	7,2 °C	

Espesor del corcho	100 mm
Factor de ganancia por paredes	$0,0106 \frac{kW}{m^2}$
Área exterior	549,352 m²
Carga Por Pared Techo y Piso	5,849 kW
Volumen Interno de la Cámara	660,48 m ³
Factor de cambios de aire	$3,168 \frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior	52 %
Factor de calor ganado	$19,94 \frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire	2,020 kW
Número de personas	10 personas
Factor de calor liberado por personas	928
Tiempo de exposición de las personas	5 horas
Temperatura interior de la cámara	0 °C
Carga por personas	0,567 kW
Número de luminarias	10 luminarias
Potencia de cada luminaria	72 W
Factor de conservación	$0,86 \frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido	$5 \frac{hr}{día}$
Carga por iluminación	0,150 kW
Volumen de la mandarina	75 600 kg
Factor de respiración	$32,5 \frac{W}{Tonelada}$
Carga de respiración	2,46 kW
TOTAL	
Carga Cámara N°1	11,046 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	1,105 kW
CARGA TOTAL CÁMARA N°1	12,151 kW

Fuente: Propia

4.2.4 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°2

La cámara 2 está proyectada para funcionar para los productos como uva, mandarina y granada a trabajar con 48 pallets e independientemente durante los siguientes meses ubicados a continuación:

Como se observa en la siguiente tabla, las temperaturas de almacenamiento de la uva y la granada trabajan similarmente asumiremos 0 °C para uniformizar temperaturas, pero en el caso de la mandarina la temperatura es diferente llegando a los 3,33°C para lo cual se tendrá regular el sistema de refrigeración en los meses que trabaje las cámaras con la mandarina a dicha temperatura.

Se tomará el 0 °C como valor más crítico.

Tabla 38: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a la Cámara N° 2

	Estacionalidad en Irrigación Majes											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Uva												
Mandarina												
Granada												

Fuente: Agrícola Pampa Baja S.A.C. (2020)

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 39: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°2

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior	25 °C	
Temperatura interior	0 °C	
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 2		
Largo	14,21 m	
Ancho	9,4 m	
Alto	5 m	
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Uva	-0,55 a 0	85-90
Mandarinas	3,33	90-95
Granada	0	90
Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Uva	38 toneladas /día	7 días
Mandarinas	48 toneladas /día	7 días
Granada	42 toneladas /día	7 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura	7,2 °C	
Espesor del corcho	100 mm	
Factor de ganancia por paredes	0,0106 $\frac{kW}{m^2}$	
Área exterior	503,248 m^2	
Carga Por Pared Techo y Piso	5,358 kW	
Volumen Interno de la Cámara	581,222 m^3	
Factor de cambios de aire	3,46 $\frac{cambios}{día}$	
Humedad relativa promedio aire exterior	52 %	
Factor de calor ganado	19,939 $\frac{kcal}{m^3}$	
Carga por cambios de aire	1,942 kW	
Número de personas	8 personas	
Factor de calor liberado por personas	928	
Tiempo de exposición de las personas	5 horas	
Temperatura interior de la cámara	0 °C	
Carga por personas	0,453 kW	
Número de luminarias	10 luminarias	
Potencia de cada luminaria	72 W	
Factor de conservación	0,86 $\frac{kcal}{W hr}$	
Tiempo de encendido	5 $\frac{hr}{día}$	
Carga por iluminación	0,150 kW	

Volumen de la mandarina	64 800 <i>kg</i>
Factor de respiración	32,5 $\frac{W}{\text{Tonelada}}$
Carga de respiración	2,11 <i>kW</i>
TOTAL	
Carga Cámara N°2	10,013 <i>kW</i>
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	1,00 <i>kW</i>
CARGA TOTAL CÁMARA N°2	11,013 <i>kW</i>

Fuente: Propia

4.2.5 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°3

La cámara 3 está proyectada exclusivamente para el producto mandarina independientemente durante los siguientes meses ubicados a continuación.

Como se observa en la siguiente tabla la temperatura de almacenamiento de la mandarina es 3,33°C con la que se trabajará para el dimensionamiento del aislamiento.

A continuación, se seleccionará de espesor de corcho para paredes y techo (Ver Anexo 2e)

Tabla 40: Estacionalidad de Uva, Mandarina y Granada a Ingresar a la Cámara N° 3

Estacionalidad Mandarina	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D

Fuente: Propia

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 41: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°3

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior	25 °C	
Temperatura interior	3,33 °C	
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 3		
Largo	10,67 m	
Ancho	5,8 m	
Alto	5 m	
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Mandarinas	3,33	90-95
Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Mandarinas	24 toneladas /día	3 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura	3,89 °C	
Espesor del corcho	100 mm	
Factor de ganancia por paredes	0,227 $\frac{kW}{m^2}$	

Área exterior	288,472 m²
Carga Por Pared Techo y Piso	2,662 kW
Volumen Interno de la Cámara	255,091 m ³
Factor de cambios de aire	5,19 $\frac{\text{cambios}}{\text{día}}$
Humedad relativa promedio aire exterior	52 %
Factor de calor ganado	18,042 $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3}$
Carga por cambios de aire	1,157 kW
Número de personas	5 personas
Factor de calor liberado por personas	826
Tiempo de exposición de las personas	5 horas
Temperatura interior de la cámara	3,33 °C
Carga por personas	0,283 kW
Número de luminarias	4 luminarias
Potencia de cada luminaria	72 W
Factor de conservación	0,86 $\frac{\text{kcal}}{\text{W hr}}$
Tiempo de encendido	5 $\frac{\text{hr}}{\text{día}}$
Carga por iluminación	0,060 kW
Volumen de la mandarina	24 300 kg
Factor de respiración	32,5 $\frac{\text{W}}{\text{Tonelada}}$
Carga de respiración	0,79 kW
TOTAL	
Carga Cámara N°3	4,952 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	0,495 kW
CARGA TOTAL CÁMARA N°3	5,447 kW

Fuente: Propia

4.2.6 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°4

La cámara está proyectada únicamente para funcionar para el producto Alcachofa.

Tabla 42: Estacionalidad de la Alcachofa para Cámara N°4

Estacionalidad de Alcachofa	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D

Fuente: Propia

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 43: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°4

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior	25 °C	
Temperatura interior	0 °C	
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 4		
Largo	9,02 m	
Ancho	3,9 m	
Alto	5 m	
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Alcachofa	0°C	90-95

Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Alcachofa	5 toneladas /día	7 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		1,11 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		0,008 $\frac{kW}{m^2}$
Área exterior		199,556 m²
Carga Por Pared Techo y Piso		1,605 kW
Volumen Interno de la Cámara		138,125 m ³
Factor de cambios de aire		6,893 $\frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior		52 %
Factor de calor ganado		19,965 $\frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire		0,921 kW
Número de personas		3 personas
Factor de calor liberado por personas		928
Tiempo de exposición de las personas		5 horas
Temperatura interior de la cámara		0 °C
Carga por personas		0.17 kW
Número de luminarias		2 luminarias
Potencia de cada luminaria		72 W
Factor de conservación		0,86 $\frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido		5 $\frac{hr}{día}$
Carga por iluminación		0,030 kW
Volumen de la mandarina		5 Toneladas
Factor de respiración		105 $\frac{W}{Tonelada}$
Carga de respiración		0,525 kW
TOTAL		
Carga Cámara N°4		3,251 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos		0,325 kW
CARGA TOTAL CÁMARA N°4		3,576 kW

Fuente: Propia

4.2.7 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°5 PARA PALTA

La cámara está proyectada únicamente para funcionar para el producto palta.

Tabla 44: Estacionalidad de Palta a Ingresar a la Cámara N° 5

	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
Estacionalidad de Palta												

Fuente: Propia

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 45: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°5

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior		25 °C
Temperatura interior		7,2 °C
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 1		
Largo		10,6 m
Ancho		9,02 m
Alto		5 m
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Palta	7,2°C	90-95
Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Palta	15 toneladas /día	7 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		0 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		0,008 $\frac{kW}{m^2}$
Área exterior		387,42 m²
Carga Por Pared Techo y Piso		2,933 kW
Volumen Interno de la Cámara		418,56 m ³
Factor de cambios de aire		3,94 $\frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior		52 %
Factor de calor ganado		15,798 $\frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire		1,262 kW
Número de personas		5 personas
Factor de calor liberado por personas		780
Tiempo de exposición de las personas		5 horas
Temperatura interior de la cámara		7,22 °C
Carga por personas		0,238 kW
Número de luminarias		6 luminarias
Potencia de cada luminaria		72 W
Factor de conservación		0,86 $\frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido		5 $\frac{hr}{día}$
Carga por iluminación		0,090 kW
Volumen de la mandarina		16,8 Toneladas
Factor de respiración		19,86 $\frac{W}{Tonelada}$
Carga de respiración		0,33 kW
TOTAL		
Carga Cámara N°5		4,853 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos		0,485 kW
CARGA TOTAL CÁMARA N°5		5,338 kW

Fuente: Propia

4.2.8 DIMENSIONAMIENTO CÁMARA N°6 PARA ALCACHOFA

La cámara está proyectada únicamente para funcionar para el producto Alcachofa.

Tabla 46: Ficha Técnica Cámara N°6 de la Alcachofa

Estacionalidad de Alcachofa	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D

Fuente: Propia

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 47: Resumen de Cargas Térmicas para Cámara N°6

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior		25 °C
Temperatura interior		0 °C
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 1		
Largo		14,2 m
Ancho		4,67 m
Alto		5 m
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
Alcachofa	0 °C	90-95
Producto	Capacidad máxima diaria de almacenamiento	Tiempo máximo de almacenamiento
Alcachofa	5 toneladas /día	4 días
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		1,11 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		0,008 $\frac{kW}{m^2}$
Área exterior		321,33 m^2
Carga Por Pared Techo y Piso		2,57 kW
Volumen Interno de la Cámara		275,482 m^3
Factor de cambios de aire		6,893 $\frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior		52 %
Factor de calor ganado		19,965 $\frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire		1,837 kW
Número de personas		3 personas
Factor de calor liberado por personas		928
Tiempo de exposición de las personas		5 horas
Temperatura interior de la cámara		0 °C
Carga por personas		0,17 kW
Número de luminarias		2 luminarias
Potencia de cada luminaria		72 W
Factor de conservación		0,86 $\frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido		5 $\frac{hr}{día}$
Carga por iluminación		0,030 kW

Volumen de la mandarina	25 Toneladas
Factor de respiración	$105 \frac{W}{Tonelada}$
Carga de respiración	2,63 kW
TOTAL	
Carga Cámara N°6	7,237 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	0,724 kW
CARGA TOTAL CÁMARA N°6	7,961 kW

Fuente: Propia

4.2.9 DIMENSIONAMIENTO DE LA ANTECÁMARA

Tabla 48: Dimensionamiento de la Antecámara

Unidad	Dimensionamiento Interno Antecámara		Dimensionamiento Externo Antecámara	
	metros	Pies	metros	pies
Largo	25	82,02	25,3	83,01
Ancho	6	19,69	6,3	20,67
Alto	4,8	15,75	5	16,40

Fuente: Propia

Se tomará el 8 °C como valor más crítico.

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 49: Resumen de Cargas Térmicas para Antecámara

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior		25 °C
Temperatura interior		8 °C
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 1		
Largo		25,3 m
Ancho		6,3 m
Alto		5 m
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
General	8 °C	90-95
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		-0,78 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		$0,007 \frac{kW}{m^2}$
Área exterior		634,78 m²
Carga Por Pared Techo y Piso		4,596 kW
Volumen Interno de la Cámara		720 m ³
Factor de cambios de aire		$2,97 \frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior		52 %
Factor de calor ganado		$15,352 \frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire		1,590 kW

Número de personas	10 personas
Factor de calor liberado por personas	763,2
Tiempo de exposición de las personas	5 horas
Temperatura interior de la cámara	8 °C
Carga por personas	0,466 kW
Número de luminarias	10 luminarias
Potencia de cada luminaria	72 W
Factor de conservación	0,86 $\frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido	5 $\frac{hr}{día}$
Carga por iluminación	0,150 kW
TOTAL	
Carga Antecámara	6,802 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	0,680 kW
CARGA TOTAL ANTECÁMARA	7,482 kW

Fuente: Propia

4.2.10 DIMENSIONAMIENTO DEL DESPACHO

Se tomará el 8 °C como valor más crítico.

A. Dimensiones de las Cargas Térmicas

Tabla 50: Resumen de Cargas Térmicas para Despacho

CONDICIONES DE INGRESO		
Temperatura exterior		25 °C
Temperatura interior		8 °C
CARACTERÍSTICAS DEL CÁMARA 1		
Largo		30,89 m
Ancho		6,15 m
Alto		5 m
CONDICIONES DEL PRODUCTO A INGRESAR		
Producto	Temperatura de almacenamiento	Humedad Relativa
General	8 °C	90-95
CARGAS TÉRMICAS		
Variación de temperatura		-0,778 °C
Espesor del corcho		100 mm
Factor de ganancia por paredes		$0,073 \frac{kW}{m^2}$
Área exterior		750,347 m²
Carga Por Pared Techo y Piso		5,433 kW
Volumen Interno de la Cámara		806,926 m ³
Factor de cambios de aire		$2,79 \frac{cambios}{día}$
Humedad relativa promedio aire exterior		52 %
Factor de calor ganado		$15,352 \frac{kcal}{m^3}$
Carga por cambios de aire		1,674 kW
Número de personas		4 personas
Factor de calor liberado por personas		828
Tiempo de exposición de las personas		5 horas
Temperatura interior de la cámara		8 °C

Carga por personas	0,186 kW
Número de luminarias	12 luminarias
Potencia de cada luminaria	72 W
Factor de conservación	0,86 $\frac{kcal}{W hr}$
Tiempo de encendido	5 $\frac{hr}{día}$
Carga por iluminación	0,180 kW
TOTAL	
Carga Despacho	7,473 kW
Factor 10% dimensionamiento motores y equipos	0,747 kW
CARGA TOTAL DESPACHO	8,220 kW

Fuente: Propia

4.3 RESUMEN CARGAS TÉRMICAS

Tabla 51: Resumen Cargas Térmicas de áreas de Climatización

Denominación	kW
Carga Total Túnel 1	139,377
Carga Total Túnel 2	27,596
Carga Total Cámara 1	12,151
Carga Total Cámara 2	11,013
Carga Total Cámara 3	5,447
Carga Total Cámara 4	3,576
Carga Total Cámara 5	5,338
Carga Total Cámara 6	7,961
Carga Total Antecámara	7,482
Carga Total Despacho	8,220

Fuente: Propia

Tabla 52: Resumen de Temperaturas en las distintas áreas climatizadas

Ambiente	Producto	Temperatura interior	Temperatura evaporación
		°C	°C
Túnel 1	Uva	-1,27	-9,7
Túnel 1	Granada	-3	-9,7
Túnel 1	Mandarina	-1	-9,7
Túnel 2	Palta	-0,27	-6,9
Cámara 1	Uva	0	-6,7
Cámara 1	Granada	0	-6,7
Cámara 1	Mandarina	3,33	-6,7
Cámara 2	Uva	0	-6,7
Cámara 2	Granada	0	-6,7
Cámara 2	Mandarina	3,33	-6,7
Cámara 3	Mandarina	3,33	-3,33
Cámara 4	Alcachofa	0	-6,7
Cámara 5	Palta	7,2	-6,7
Cámara 6	Alcachofa	0	-6,7
Antecámara	Varios	8	1,33
Despacho	Varios	8	1,33

Fuente: Propia

Tabla 53: Resumen de Cargas en la Planta de Enfriamiento

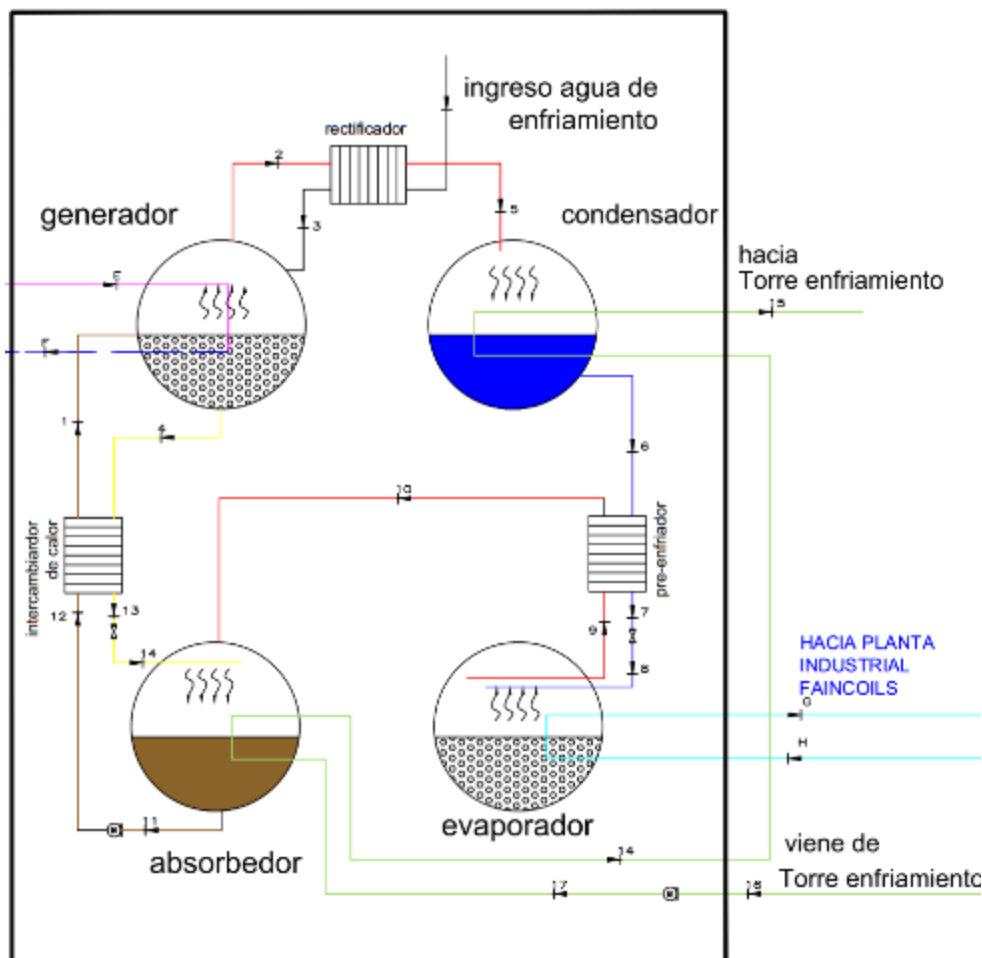
Tipo de Cámara	Nº Cámaras	Carga Total (kW)
Túneles de enfriamiento	2	166,973
Cámara de Conservación	5	45,486
Antecámaras	1	7,482
Despachos	1	8,220
Hidrocooler	1	50

Fuente: Propia

Nota: Se considerará la potencia del Hidrocooler proyectado de 50 kW (pero no se considera para cálculo debido a que el Hidrocooler no será alimentado mediante la máquina de absorción solar).

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Ilustración 38: Diagrama Termodinámico de Sistema de Absorción



Fuente: Propia

Tabla 54: Condiciones Termodinámicas de ingreso

Presión en Alta	$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_6 = P_7 = P_{12} = P_{13}$
Presión en Baja	$P_8 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{14}$
Temperatura Fuente de Calor	248 °F
Temperatura de diseño del Condensador	86 °F
Temperatura de diseño del Evaporador	26,6 °F
Temperatura de diseño del Absorbedor	86 °F
Eficiencia isoentrópica	0,85
Calor en el evaporador	256 kW=335,26 HP
Se considerará todas las válvulas isoentálpicas	

Fuente: Propia

Condiciones Estado 9

En el evaporador es donde se desea trabajar a una temperatura de diseño -3 °C en las cámaras de refrigeración y una concentración en la salida del evaporador de vapor de amoniaco al 100%, con estas condiciones obtenemos la Presión Saturación en baja de 3,835 bar, y las demás propiedades termodinámicas.

$$T_9 = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_9 = 1$$

$$q_9 = 1$$

Condiciones Estado 5

Se asume una concentración en la salida del rectificador de vapor de amoniaco al 100% y la temperatura de diseño del condensador 30 °C, con estas condiciones obtenemos la Presión Saturación en alta de 11,67 bar, y las demás propiedades termodinámicas.

$$T_5 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_5 = 1$$

$$q_5 = 1$$

Condiciones Estado 6

Se asume una concentración en la salida del condensador de líquido de amoniaco al 100% y la temperatura de diseño del condensador 30 °C, con estas condiciones obtenemos las demás propiedades termodinámicas.

$$T_6 = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$x_6 = 0$$

$$q_5 = 1$$

Condiciones Estado 7 Ideal

Realizando un análisis ideal a la salida del pre-enfriador se asume que la concentración de amoniaco será al 100%, la temperatura en el punto 7 será la misma que la temperatura a la salida del evaporador.

$$T_{7i} = T_9 = -3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{7i} = P_6$$

$$x_{7i} = 1$$

Condiciones Estado 7

Sera similar al análisis ideal en el punto 7, variando la temperatura y la entalpia (h_{7r}) será calculada más adelante en el balance de másico.

Además, se mantendrá la concentración de amoniaco será al 100% y la presión al punto 7 ideal.

$$h_{7r} = \textit{calculada mediante balance másico}$$

$$P_{7i} = P_6$$

$$x_{7i} = 1$$

Condiciones Estado 8

Se considerará un proceso isoentálpico en cuanto a la temperatura mantendrá la presión de baja y la concentración al 100% amoniaco.

$$h_8 = h_7$$

$$P_8 = P_9$$

$$x_8 = x_5$$

Condiciones Estado 10 Ideal

Se considerará la temperatura ideal en 10 igual que la temperatura a la salida del condensador y la concentración al 100% amoniaco.

$$T_{10i} = T_7$$

$$P_{10i} = P_9$$

$$x_{10i} = x_9$$

Condiciones Estado 10

Sera similar al análisis ideal en el punto 10, variando la temperatura y la entalpia (h_{10r}) será calculada más adelante en el balance de másico.

Además, se mantendrá la concentración de amoniaco será al 100% y la presión al punto 10 ideal.

$$h_{10r} = \textit{se calculará mediante balance másico}$$

$$P_{10} = P_9$$

$$x_{10} = x_9$$

Condiciones Estado 11

A la salida del absorbedor existirá una mezcla líquida de amoníaco agua

Se utilizará la temperatura de diseño del absorbedor asumida y la presión en baja.

$$T_{11} = 303,1 \text{ } ^\circ K$$

$$q_{11} = 0$$

$$P_{11} = P_{10}$$

Condiciones Estado 12 Ideal

Después de la bomba la presión incrementa consideramos la presión en alta y la concentración líquida de mezcla amoníaco agua la misma que el punto 11 al igual que la entropía por ser un proceso isoentrópico con el punto 11.

$$s_{12i} = s_{11}$$

$$x_{12i} = x_{11}$$

$$P_{12i} = P_5$$

Condiciones Estado 12

Las condiciones son iguales que en el estado 12 ideal, a diferencia que la entropía y la entalpía son diferentes, manteniéndose constante la presión y la concentración de amoníaco agua.

La entalpía es hallada mediante el trabajo de la bomba.

$$h_{12} = h_{11} + w_{bomba}$$

$$x_{12i} = x_{11}$$

$$P_{12i} = P_5$$

Condiciones Estado 1 Ideal

A la salida del intercambiador de calor la concentración será una mezcla de amoníaco y agua en estado líquido que circulará hacia el analizador y luego hacia el generador.

La temperatura será igual a la temperatura en el estado 4, así como concentración será la misma que sale del estado 12.

$$T_1 = T_4$$

$$x_1 = x_{12}$$

$$P_1 = P_{12}$$

Condiciones Estado 1

En el estado 1 la presión seguirá siendo constante al estado 1, así como la concentración del estado 12.

Se deberá calcular la entalpia mediante un balance másico en el intercambiador de calor, mediante estas propiedades termodinámicas se podrá hallar la temperatura de ingreso al generador.

$$P_1 = P_{12}$$

$$x_1 = x_{12}$$

h_{1r} = se calculará mediante balance másico

Condiciones Estado 4

A la salida del generador la concentración es una mezcla liquido amoniaco agua que se dirige hacia el intercambiador de calor.

La temperatura de diseño será de 393,1°K con una presión alta de 11,67 Bar.

$$T_4 = 393,1 \text{ °K}$$

$$q_4 = 0$$

$$P_1 = P_5$$

Condiciones Estado 13 Ideal

A la salida del intercambiador la concentración será la misma que la concentración del punto 4 así como también su presión y se asumirá la misma temperatura que en el punto 12.

$$T_{13i} = T_{12}$$

$$x_{13i} = x_4$$

$$P_{13i} = P_4$$

Condiciones Estado 13

Las condiciones en el estado 13 son semejantes a las condiciones en el estado 13 ideal variando la entalpia que se calculará mediante un balance másico, así como también la temperatura variará.

h_{13r} = se calculará mediante balance másico

$$x_{13} = x_4$$

$$P_{13} = P_4$$

Condiciones Estado 14

Se entiende que el estado 14 es un proceso isoentálpico, por lo tanto, la entalpía será similar a la entalpía en el estado 13, la calidad será la misma que en el punto anterior 13 y trabajará a una presión de baja.

$$h_{14} = h_{13}$$

$$x_{14} = x_{13}$$

$$P_{14} = P_9$$

Condiciones Estado 2 Ideal

En este estado se trabajará presión en alta, en líquido saturado con una calidad de 100% líquido con la misma concentración proveniente del estado 1

$$q_{2i} = 0$$

$$x_{2i} = x_1$$

$$P_{2i} = P_1$$

Condiciones Estado 2

Los vapores que logran salir del generador se encontraran en un estado de vapor saturado hacia el rectificador.

$$q_2 = q_5$$

$$T_2 = T_{2i}$$

$$P_2 = P_{2i}$$

Condiciones Estado 3

Una vez en el rectificador los componentes de la mezcla que son más pesados son los que regresarán en estado líquido hacia el generador.

$$T_3 = T_{2i}$$

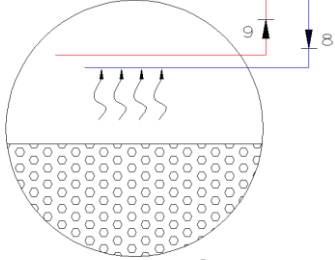
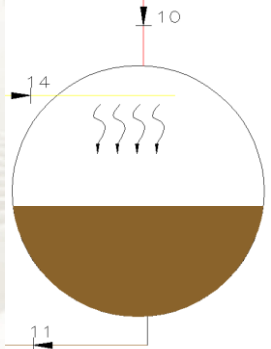
$$q_3 = 0$$

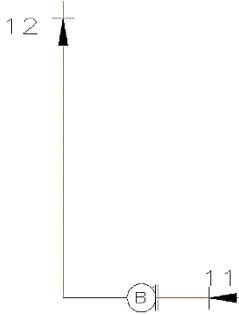
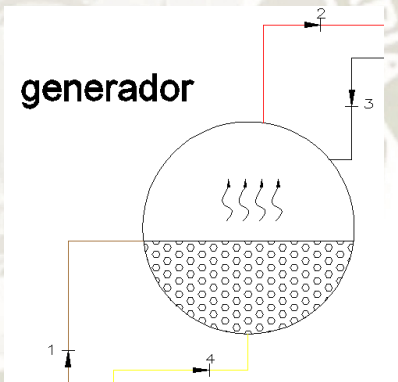
$$P_3 = P_2$$

4.5 CÁLCULOS DEL BALANCE ENERGÉTICO

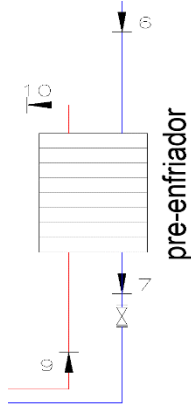
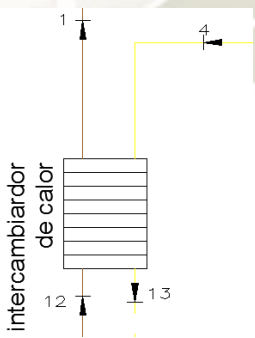
La máquina de absorción Robur cuenta con una capacidad de enfriamiento de 64 kW, se trabajará con 4 máquinas Robur en paralelo para poder satisfacer la carga de enfriamiento de 256 kW.

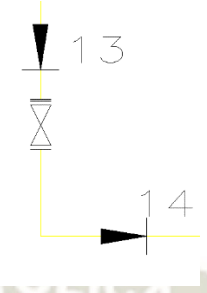
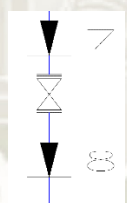
Tabla 55: Ecuaciones Termodinámicas

BALANCE EN EL EVAPORADOR	
 <p style="text-align: center;">evaporador</p>	
Balance de energía: Primera Ley FEES $\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$	$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \dot{m}_6(h_9 - h_8) + 0$ $\dot{m}_6 = \frac{\dot{Q}_{\text{evaporador}}}{(h_9 - h_8)}$
Balance de concentración de amoníaco en el evaporador	$\dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_9 x_9$
Balance másico	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$
BALANCE EN EL ABSORBEDOR	
 <p style="text-align: center;">absorbedor</p>	
Balance de energía: Primera Ley FEES $\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$	$\dot{Q}_{\text{absorbedor}} = \dot{m}_{10}(h_{10}) + \dot{m}_{14}(h_{14}) - \dot{m}_{11}(h_{11}) + 0$
Balance de concentración de amoníaco en el absorbedor	$\dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_{14} x_{14} - \dot{m}_{11} x_{11} = 0$
Balance másico	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_{14} - \dot{m}_{11} = 0$
TRABAJO EN LA BOMBA	

	
Trabajo isoentrópico en la bomba	$W_{\text{isoentropico}} = (h_{12i} - h_{11})$
Trabajo específico real en la bomba	$w = \frac{W_{\text{isoentropico}}}{\eta_{\text{bomba}}}$ $h_{12} = h_{11} + w$
Trabajo real en la bomba	$\dot{W}_{\text{real}} = \dot{m}_{11} * w$
BALANCE EN EL GENERADOR	
	
Balance de energía: Primera Ley FEES (Proceso de estado estable y flujo estable) $\dot{Q} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$	$\dot{Q}_{\text{Generador}} = \dot{m}_2(h_2) + \dot{m}_4(h_4) - \dot{m}_1(h_1) - \dot{m}_3(h_3) + 0$
Balance de concentración de amoníaco en el generador	$\dot{m}_1(x_1) + \dot{m}_3(x_3) - \dot{m}_2(x_2) - \dot{m}_4(x_4) = 0$
Balance másico	$\dot{m}_1 + \dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_4$
BALANCE EN EL CONDENSADOR	

<p style="text-align: right;">condensador</p>	
<p>Balace de energía: Primera Ley FEES (Proceso de estado estable y flujo estable) $\dot{Q} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$</p>	$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \dot{m}_6(h_6) - \dot{m}_5(h_5)$
<p>Balace de concentración de amoniaco en el condensador</p>	$\dot{m}_5(x_5) - \dot{m}_6(x_6) = 0$
<p>Balace másico</p>	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6$
BALANCE EN EL RECTIFICADOR	
<p>Balace de energía: Primera Ley FEES (Proceso de estado estable y flujo estable) $\dot{Q} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$</p>	$\dot{Q}_{\text{Rectificador}} = \dot{m}_3(h_3) + \dot{m}_5(h_5) - \dot{m}_2(h_2)$
<p>Balace de concentración de amoniaco en el rectificador</p>	$\dot{m}_2(x_2) - \dot{m}_3(x_3) - \dot{m}_5(x_5) = 0$
<p>Balace másico</p>	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5$
BALANCE EN EL PRE-ENFRIADOR	

	
Balance de energía: Primera Ley FEES (Proceso de estado estable y flujo estable) $\dot{Q} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$	$\dot{Q}_{sc} = \dot{m}_6(h_6 - h_{7i})$ $\dot{Q}_{sf} = \dot{m}_9(h_{10i} - h_9)$
Razón máxima de transferencia de calor	$\dot{Q}_{max} = \dot{Q}_{min}(\dot{Q}_{sc}, \dot{Q}_{sf})$
Efectividad de Transferencia de calor	$\dot{Q}_{Pre-enfriador} = E * \dot{Q}_{max}$ $\dot{Q}_{Pre-enfriador} = \dot{m}_6(h_6 - h_{7r})$ $\dot{Q}_{Pre-enfriador} = \dot{m}_9(h_{10r} - h_9)$
Balance de concentración de amoniaco en el pre-enfriador	$\dot{m}_{10}(x_{10}) + \dot{m}_7(x_7)$ $= \dot{m}_6(x_6) + \dot{m}_9(x_9)$
Balance másico	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_7 = \dot{m}_6 + \dot{m}_9$
BALANCE EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR	
	
Balance de energía: Primera Ley FEES (Proceso de estado estable y flujo estable) $\dot{Q} = \sum \dot{m}(h_s) - \sum \dot{m}(h_i) + \dot{W}$	$\dot{Q}_{sc2} = \dot{m}_{12}(h_{1i} - h_{12})$ $\dot{Q}_{sf2} = \dot{m}_4(h_4 - h_{13i})$
Razón máxima de transferencia de calor	$\dot{Q}_{max} = \dot{Q}_{min}(\dot{Q}_{sc2}, \dot{Q}_{sf2})$
Efectividad de Transferencia de calor	$\dot{Q}_{intercambiador} = E2 * \dot{Q}_{max}$ $\dot{Q}_{intercambiador} = \dot{m}_{12}(h_{1r} - h_{12})$ $\dot{Q}_{intercambiador} = \dot{m}_4(h_4 - h_{13r})$

Balance de concentración de amoniaco en el intercambiador	$\dot{m}_{13}(h_{13}) + \dot{m}_1(h_1) - \dot{m}_4(h_4) - \dot{m}_{12}(h_{12}) = 0$
BALANCE EN VÁLVULA A LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR	
	
Balance de energía: proceso isoentálpico	$h_{13} = h_{14}$
Balance de concentración de amoniaco en la válvula	$\dot{m}_{13}(x_{13}) = \dot{m}_{14}(x_{14})$
Balance másico	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14}$
BALANCE EN VÁLVULA A LA SALIDA DEL PRE-ENFRIADOR	
	
Balance de energía: proceso isoentálpico	$h_7 = h_8$
Balance de concentración de amoniaco en la válvula	$\dot{m}_7(x_7) = \dot{m}_8(x_8)$
Balance másico	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$

Fuente: Propia

Según las ecuaciones generadas mediante el balance energético se pueden obtener los siguientes resultados con el programa EES.

Tabla 56: Resultados Termodinámicos

Punto	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Concentración (kg deNH3 / kg mezcla)	Entalpía (kJ/kg)	Entropía (kJ/kg-K)	Energía Interna (kJ/kg)	Volumen específico (m3/kg)	Calidad	Flujo Másico (kg/seg)
1	11,67	71,25	0,5102	128,8	1,003	121,9	0,005903	0,03515	0,63
2	11,67	68,35	0,9908	1409	4,646	1256	0,1315	1	0,2182
3	11,67	68,35	0,51	69,43	0,8309	67,93	0,001281	0	0,004088
4	11,67	119,95	0,258	353,4	1,526	352	0,001219	0	0,4159
5	11,67	29,95	1	1291	4,278	1162	0,1106	1	0,2141
6	11,67	29,95	1	141,8	0,4995	139,8	0,001684	0	0,2141
7	11,67	14,85	1	69,46	0,2548	67,58	0,001617	-0,001	0,2141
8	3,835	0	1	69,46	-0,03889	-14,31	0,001549	0	0,2141
9	3,835	-3,05	1	1265	4,673	1142	0,3219	1	0,2141
10	3,835	26,65	1	1337	4,926	1197	0,3657	1,001	0,2141
11	3,835	29,95	0,5102	-105,3	0,2914	-105,7	0,001221	0	0,63
12	11,67	30,05	0,5102	-104,2	0,2919	-105,6	0,00122	-0,001	0,63
13	11,67	39,25	0,258	0,5513	0,5228	-0,7461	0,001112	-0,001	0,4159
14	3,835	39,45	0,258	0,5513	0,5256	0,1248	0,001112	-0,001	0,4159

Fuente: Propia

$$Q_{\text{Evaporador}} + W_{\text{Bomba}} + Q_{\text{Generador}} = Q_{\text{Condensador}} + Q_{\text{Absorbedor}} + Q_{\text{Rectificador}}$$

$$256 \text{ kW} + 0,7088 + 373,1 \text{ kW} = 246,1 \text{ kW} + 352,9 \text{ kW} + 30,84 \text{ kW}$$

$$629,8088 \text{ kW} = 629,84 \text{ Kw}$$

4.6 CALCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN

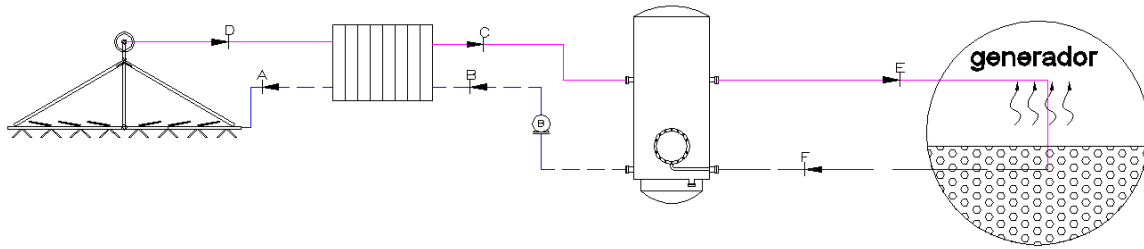
Finalmente obtenemos un COP del 68%.

$$\text{COP} = \frac{256 \text{ kW}}{373,1 \text{ kW} + 0,7088 \text{ kW}}$$

$$\text{COP} = 0,6848$$

4.7 CALCULO DE LA TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE CALOR

Ilustración 39: Esquema de circuito primario y secundario del sistema



Fuente: Propia

Para el presente cálculo se asume la potencia del generador igual a la potencia generada por los captadores solares.

$$Q_t = \dot{m}_A \cdot (h_D - h_A) = n \cdot A_{col} \cdot I = 373,6 \text{ kW}$$

$$Q_t = \dot{m}_A \cdot (h_D - h_A) = \dot{m}_A \cdot (h_E - h_F)$$

$$(h_E - h_F) = \frac{Q_t}{\dot{m}_A}$$

$$(h_E - h_F) = \frac{373,6 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}}}{13,8 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}}$$

$$(h_E - h_F) = 27,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La energía térmica que proporcionan las máquinas de absorción deberá trabajar de manera constante durante 24 horas de funcionamiento

$$Q_{\text{Generador}} = 373,1 \text{ kW}$$

$$Q_{ac} = Q_{\text{Generador}} \cdot \frac{24 - \text{Tiempo disponible solar}}{\text{Tiempo disponible solar}}$$

$$Q_{ac} = Q_{\text{Generador}} \cdot \frac{24 \text{ hr}}{5 \text{ hr}}$$

$$Q_{ac} = 1790,88 \text{ kW}$$

Para calcular el volumen del tanque almacenamiento de calor, primero obtendremos la masa

$$m_{ac=} = \frac{Q_{ac} \cdot 3600 \cdot \text{Tiempo disponible solar}}{(h_E - h_F)}$$

$$Cm_{ac=} = \frac{1790,88 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}} \cdot \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}} \cdot 5 \text{ hr}}{27,07 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$m_{ac=} = 1\,190\,832,66 \text{ kg}$$

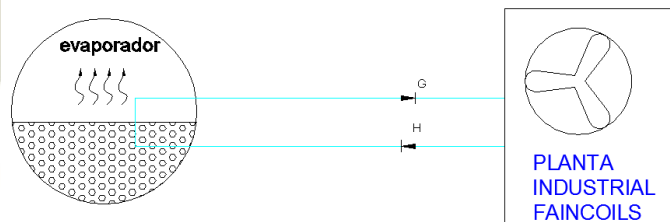
$$v = \frac{m}{\rho}$$

$$v = \frac{1\,190\,832,66 \text{ kg}}{1116 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$v = 1067,05 \text{ m}^3$$

4.8 CALCULO DE LA TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE FRIO

Ilustración 40: Esquema de flujo del evaporador hacia la planta industrial



Fuente: Propia

$$Q_{\text{evaporador}} = \dot{m}(h_H - h_G)$$

$$256 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}} = 0,2141 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} (h_H - 69,46)$$

$$h_H = 1265,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$m_{af=} = \frac{Q_{\text{evaporador}} \cdot 3600 \cdot \text{Tiempo disponible solar}}{(h_H - h_G)}$$

$$m_{ac} = \frac{256 \frac{\text{kJ}}{\text{seg}} \cdot \frac{3600 \text{ seg}}{1 \text{ hr}} \cdot 5 \text{ hr}}{\left(1265,16 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 69,46 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$m_{ac} = 3853,8 \text{ kg}$$

$$v = \frac{m}{\rho}$$

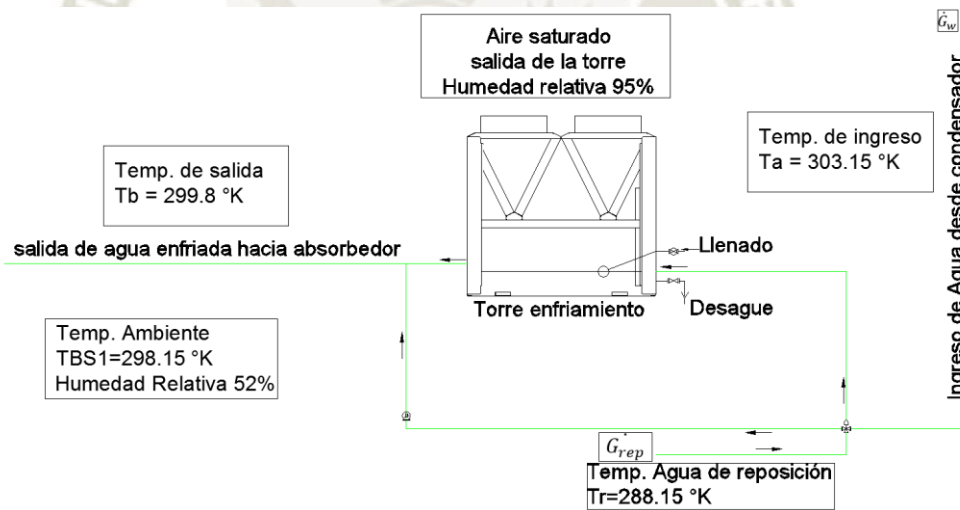
$$v = \frac{3853,8 \text{ kg}}{1116 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$v = 3,5 \text{ m}^3$$

4.9 CALCULO DE LA TORRE DE ENFRIAMIENTO

Para calcular el volumen de la torre de enfriamiento se usó la metodología del libro de “POWER PLANT ENGINEERING” de Frederick T. Morse.

Ilustración 41: Esquema de circulación torre de enfriamiento



Fuente: Propia

Tabla 57: Parámetros de ingreso de aire a la torre de enfriamiento:

PARÁMETROS DE INGRESO Y SALIDA A LA TORRE DE ENFRIAMIENTO			
Ítem	Denominación	Valor	Unidades
T _a	Temperatura de ingreso de agua a torre de enfriamiento	303,15	°K
T _b	Temperatura de salida de agua a torre de enfriamiento	299,8	°K
T _r	Temperatura agua de reposición	288,15	°K
TBS ₁	Temperatura bulbo seco o ambiente	298,15	°K
TBS ₂	Temperatura promedio entre T _a y T _b	301,48	°K
H.R _a	Humedad Relativa del ambiente	52	%
H.R _s	Humedad Relativa salida de la torre	95	%

Fuente: Propia

A. Caudal de flujo de agua de circulación

Balance de energía en el condensador:

$$Q_{condensación} = \dot{G}_w * c_p \text{ h20} * (T_{entrada\ agua} - T_{salida\ agua}) \quad (18)$$

Tabla 58: Nomenclatura balance de energía en el condensador

Ítem	Denominación	Unidad
$\dot{Q}_{condensación}$	Calor cedido por el condensador	kW
\dot{G}_w	Flujo de agua de circulación	kg/seg
T _a	Temperatura de ingreso de agua a torre de enfriamiento	°K
T _b	Temperatura de salida de agua a torre de enfriamiento	°K
c _{p h20}	Calor específico del agua	kJ/kg °K

Fuente: Propia

$$Q_{condensación} = \dot{G}_w * c_p \text{ h20} * (T_{entrada\ agua} - T_{salida\ agua})$$

$$246,1 \text{ kW} = \dot{G}_w * 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} * (303,15^\circ\text{K} - 299,8^\circ\text{K})$$

$$\dot{G}_w = 17,549 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}$$

B. Cálculo del caudal de aire

Según (Morse, 2016) el cálculo del caudal de aire será calcula con las siguientes fórmulas:

Realizando un balance de masas en la torre de enfriamiento

$$\dot{G}_{aire\ seco\ 1} + \dot{G}_{vapor\ en\ el\ aire\ 1} + \dot{G}_w + \dot{G}_R = \dot{G}_{aire\ seco\ 2} + \dot{G}_{vapor\ en\ el\ aire\ 2} + \dot{G}_w \quad (19)$$

Donde:

$$\dot{G}_{aire\ seco\ 1} = \dot{G}_{aire\ seco\ 2} = \dot{G}_{aire\ seco}$$

Donde reduciendo la ecuación

$$1 + w_1 + g_w + g_{rep.} = w_2 + g_w + 1$$

$$g_{rep.} = w_2 - w_1 \quad (20)$$

Realizando un balance térmico en la torre de enfriamiento

$$h_1 + g_w * h_{fa} + g_{rep.} * h_{fr} = h_2 + g_w * h_{fb} \quad (21)$$

De la ecuación (20) y (21) se obtiene:

$$h_1 + g_w * h_{fa} + (w_2 - w_1) * h_{fr} = h_2 + g_w * h_{fb}$$

Despejando se obtiene:

$$g_w = \frac{h_2 - h_1 - (w_2 - w_1) * h_{fr}}{h_{fa} - h_{fb}} \quad (22)$$

Tabla 59: Nomenclatura balance de energía en la torre de enfriamiento

Ítem	Denominación	Unidad
g_w	Caudal de aire	kg/seg
h_2	Entalpia que sale de la torre de enfriamiento	$\frac{kJ}{kg\ aire\ seco}$
h_1	Entalpia de saturación	$\frac{kJ}{kg\ aire\ seco}$
w_1	Contenido de humedad aire seco	$\frac{kg\ de\ vapor}{kg\ de\ aire\ seco}$
w_2	Humedad especifica que sale de la torre de enfriamiento	$\frac{kg\ de\ vapor}{kg\ de\ aire\ seco}$
h_{fr}	Entalpia de líquido saturado de agua de reposición	$\frac{kJ}{kg\ aire\ seco}$
h_{fa}	Entalpia en líquido saturado al ingreso de agua a torre de enfriamiento	$\frac{kJ}{kg\ aire\ seco}$
h_{fb}	Entalpia en líquido saturado a la salida de agua a torre de enfriamiento	$\frac{kJ}{kg\ aire\ seco}$

Fuente: Propia

Las condiciones del aire a la entrada de la torre:

Tabla 60: Condiciones a la entrada de la torre de enfriamiento

Condiciones de aire a la entrada de la torre		
Ítem	Valor	Unidades
TBS_1	298,15	K
$H.R_a$	52	%
Resultado de la carta psicométrica		
w_1	0,0105	$\frac{kg \text{ de vapor}}{kg \text{ de aire seco}}$
h_1	51	$\frac{kJ}{kg \text{ aire seco}}$
v	0,86	$\frac{m^3}{kg}$

Fuente: Propia

Las condiciones del aire a la salida de la torre:

La humedad específica y la entalpía que sale de la torre serán calculadas mediante las fórmulas siguientes:

$$w_2 = 0,00625 * H.R_s \frac{P_g}{P_a - P_g} \quad (23)$$

$$h_2 = 0,242 * TBS_2 + w_2 * h_g \quad (24)$$

Tabla 61: Nomenclatura de fórmulas a la salida torre de enfriamiento

Ítem	Denominación	Unidad
TBS_2	Temperatura de Bulbo Seco del aire a la salida	°K
$H.R_s$	Humedad Relativa del aire a la salida	%
P_a	Presión Atmosférica	bar
P_g	Presión de Saturación del vapor a TBS_2	bar
h_g	Entalpía de vapor seco a TBS_2	$\frac{kJ}{kg \text{ de aire seco}}$

Fuente: Propia

Entonces mediante tablas de líquido y vapor saturado a 301,48 °K

Obtenemos:

$$h_g: 2\,552,6 \frac{kJ}{kg}$$

$$P_g = 1,013 \text{ bar}$$

Luego reemplazando en la ecuación (23)

$$w_2 = 0,00625 * 95 * \frac{0,03782 \text{ bar}}{1,013 \text{ bar} - 0,03782 \text{ bar}}$$

$$w_2 = 0,023 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}}$$

Luego reemplazando en la ecuación (23)

$$h_2 = 1,012 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{K}} * 301,48 \text{ } ^\circ\text{K} + 0,023 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}} * 2552,6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_2 = 363,808 \frac{\text{kJ}}{\text{kg de vapor}}$$

De las tablas de vapor y líquido saturado del agua obtenemos las entalpías correspondientes:

Tabla 62: Resumen de Temperaturas y Entalpías

Ítem	Temperatura (°K)	Entalpia (kJ/kg)
T_r, h_{fr}	288,15	62,99
T_b, h_{fb}	299,8	109,07
T_a, h_{fa}	303,15	125,79

Fuente: Propia

De la ecuación (22):

$$g_w = \frac{363,808 - 84 - (0,023 - 0,0105) * 62,99}{125,79 - 109,07}$$

$$g_w = 16,88 \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$\dot{G}_{\text{aire}} = \frac{\dot{G}_w}{g_w}$$

$$\dot{G}_{\text{aire}} = \frac{17,549 \frac{\text{kg de agua}}{\text{seg}}}{16,88 \frac{\text{kg de agua}}{\text{kg de aire seco}}}$$

$$\dot{G}_{\text{aire}} = 1,039 \frac{\text{kg de aire seco}}{\text{seg}} = 3\,740,4 \frac{\text{kg de aire seco}}{\text{hr}}$$

C. Caudal másico de aire seco en el ingreso a la torre de enfriamiento

$$\dot{V}_{\text{aire}} = \dot{G}_{\text{aire}} * v_{\text{específico}}$$

$$\dot{V}_{\text{aire}} = 3\,740,4 \frac{\text{kg de aire seco}}{\text{hr}} * 0,86 \frac{\text{m}^3}{\text{kg de aire seco}}$$

$$\dot{V}_{\text{aire}} = 3\,216,744 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

D. Caudal de agua de reposición

De la ecuación (20):

$$g_{\text{rep.}} = w_2 - w_1$$

Donde:

$$w_2 = 0,023 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$w_1 = 0,0105 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$g_{\text{rep.}} = 0,023 - 0,0105$$

$$g_{\text{rep.}} = 0,0125 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$\dot{G}_{\text{rep.}} = \dot{G}_{\text{aire}} * g_{\text{rep.}}$$

$$\dot{G}_{\text{rep.}} = 3\,740,4 \frac{\text{kg de aire seco}}{\text{hr}} * 0,0125 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{kg de aire seco}}$$

$$\dot{G}_{\text{rep.}} = 46,755 \frac{\text{kg de humedad}}{\text{hr}} = 0,013 \frac{\text{lt}}{\text{s}}$$

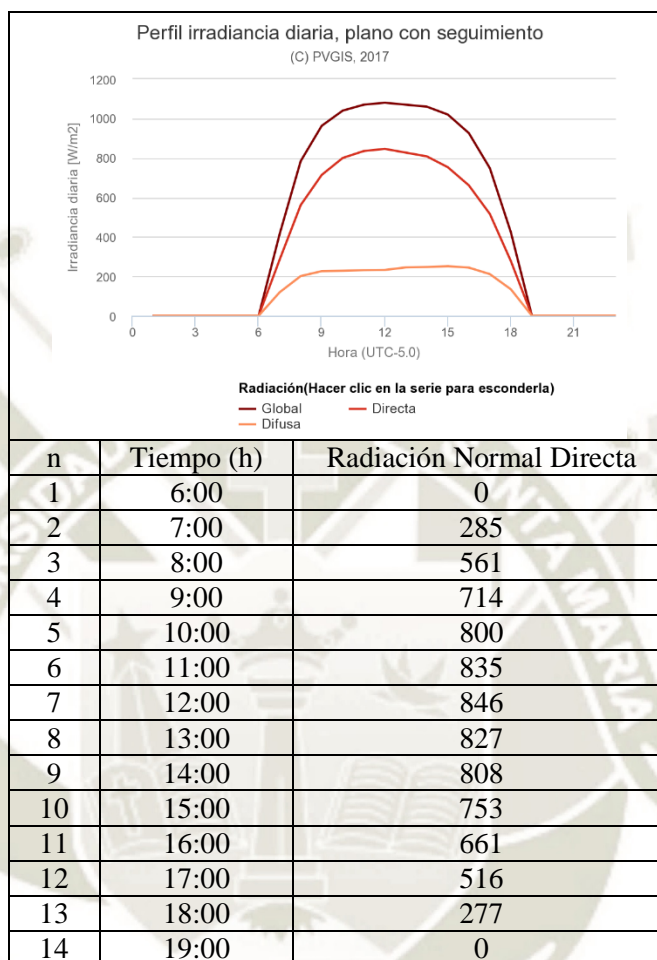
4.10 CALCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN SOLAR

Se deberá tener en cuenta:

- El tamaño del campo solar estará diseñado para cubrir la demanda energética del proceso diario al 100% en el día más caluroso, esto asegura que el sistema termo solar no este sobredimensionado.
- Para este cálculo se necesitan datos climáticos por hora para el sitio para el día más caluroso del año (Mauthner, 2017).

Para lo cual hacemos uso de las graficas obtenidas mediante el Sistema De Información Geográfica Fotovoltaica.

Ilustración 42: Radiación Global, Difusa y Directa Diaria



Fuente: Photovoltaic Geographical Information System (2019)

A continuación, se utilizó la gráfica de la irradiancia diaria del mes de Noviembre que presenta la mayor irradiancia diaria con lo cual se utiliza el método del trapecio para determinar la radiación diaria (Vásquez K. , 2015)

$$I = \sum_1^{n-1} \left[\frac{(R_n + R_{n+1}) \cdot (t_{n+1} - t_n)}{2} \right] \quad (25)$$

Donde:

$$H_d = \text{Irradiación} \left(\frac{Wh}{m^2} \right)$$

$$R_n = \text{Radiación normal directa} \left(\frac{W}{m^2} \right)$$

t_n = Horas de medición solar (h)

n = Numero de medidas de radiación obtenidas

$$H_d = \frac{(284 + 0) \cdot (7 - 6)}{2} + \frac{(560 + 284) \cdot (8 - 7)}{2} + \frac{(713 + 560) \cdot (9 - 8)}{2} \\ + \frac{(799 + 713) \cdot (10 - 9)}{2} + \frac{(834 + 799) \cdot (11 - 10)}{2} \\ + \frac{(845 + 834) \cdot (12 - 11)}{2} + \frac{(826 + 845) \cdot (13 - 12)}{2} \\ + \frac{(807 + 826) \cdot (14 - 13)}{2} + \frac{(752 + 807) \cdot (15 - 14)}{2} \\ + \frac{(660 + 752) \cdot (16 - 15)}{2} + \frac{(515 + 660) \cdot (17 - 16)}{2} \\ + \frac{(276 + 515) \cdot (18 - 17)}{2} + \frac{(0 + 276) \cdot (19 - 18)}{2}$$

$$H_d = 7875 \text{ W} \cdot \text{h} / \text{m}^2$$

Se concluye que la irradiación es de $7,875 \text{ kW} \cdot \text{h} / \text{m}^2$ y que la irradiancia normal directa promedio es de $656 \text{ W} / \text{m}^2$.

Para calcular la potencia por unidad de área disponible en el colector, se utiliza la siguiente fórmula.

$$P_{\text{termica}} = e \cdot A_{\text{col}} \cdot I \quad (26)$$

En base a la demanda de enfriamiento calculada anteriormente, 256 kW utilizada por las 4 máquinas de absorción y la potencia requerida del generador 373,6 kW

Asumiendo que no hay pérdida de calor desde la salida del colector al tanque de almacenamiento y del tanque al enfriador de absorción

La potencia térmica del colector sería igual a la potencia producida en el generador.

Asimismo, el área del colector sería igual a la potencia requerida en el generador entre la irradiancia directa normal por su eficiencia.

4.11 CALCULO DE LA EFICIENCIA DEL COLECTOR

Para calcular a la potencia térmica del concentrador lineal Fresnel se utilizó las siguientes ecuaciones brindadas por el fabricante, las cuales se pueden observar en los anexos.

$$P_{\text{térmica}} = e \cdot A_{\text{col}} \cdot I$$

$$e = e_0 \cdot K_T \cdot K_L - 0,032 \cdot \frac{\Delta T}{I} - 0,00018 \cdot \frac{\Delta T^2}{I}$$

$P_{\text{térmica}}$ = Potencia térmica (kW)

I = Irradiancia solar (W/ m²)

e = Eficiencia del Colector (%)

e_0 = Eficiencia Óptica (%)

A_{col} = Área del Colector Total (m²)

K_T = Modificador de ángulo de incidencia transversal

K_L = Modificador de ángulo de incidencia longitudinal

El fabricante utilizo un rendimiento óptico de 0,67, que viene a ser un valor que no sufre mucha variación al estar entre valores promedios entre 0,67 y 0,7 (Monreal, 2017).

Al usar captadores solares de concentración se calculará según el ángulo de incidencia requerido según la posición solar (10°,20°,30°,40°,50°,60°,80°). (Arnabat, 2016)

Tabla 63: Resumen de valores promedios del colector

Angulo	Modificador de ángulo de incidencia transversal (K_T)	Modificador de ángulo de incidencia longitudinal (K_L)
0°	1,000	1,000
10°	0,984	0,974
20°	0,958	0,909
30°	0,936	0,812
40°	0,894	0,686
50°	0,851	0,521
60°	0,691	0,334
70°	0,478	0,146
80°	0,252	0,020
90°	0,000	0,000

Fuente: Catalogo Soltigua (2018)

Tabla 64: Eficiencia del colector respecto el ángulo

Eficiencia del Colector	65,84	63,06	57,19	49,76	39,93	28,55	14,30
Angulo	0	10	20	30	40	50	60
Eficiencia Óptica	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67	0,67
Modificador de ángulo de incidencia transversal	1	0,984	0,958	0,936	0,894	0,851	0,691
Modificador de ángulo de incidencia longitudinal	1	0,974	0,909	0,812	0,686	0,521	0,334
Temperatura del fluido	160	160	160	160	160	160	160
Temperatura externa	25	25	25	25	25	25	25
Irradiación Solar	656	656	656	656	656	656	656

Fuente: Catalogo Soltigua (2018)

Por lo tanto, se puede concluir que mientras exista menor ángulo de incidencia existirá mayor rendimiento.

Finalmente calculamos el área total del colector solar mediante la siguiente ecuación:

$$A_{col} = \frac{P_G}{e \cdot I} \quad (27)$$

Tabla 65: Resumen del cálculo área del colector solar promedio

Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
A_{col}	Área del colector Total	865	(m ²)
e	Eficiencia del Colector	0,6584	----
P_G	Potencia producida por el generador	373,6	(kW)
I	Irradiancia solar	656	(W/ m ²)

Fuente: Propia

4.12 CALCULO POR PERDIDAS POR CONVECCIÓN INT. DEL RECEPTOR

Para calcular las pérdidas por convección en el concentrador lineal Fresnel se utilizó la siguiente ecuación:

$$Q_{c1} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_s - T_e) \quad (28)$$

Tabla 66: Propiedades del Fluido: Agua + glicol 40%

Propiedades del Fluido: Agua + glicol 40%			
Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
\dot{m}	Caudal del fluido calor portador	14	$\frac{kg}{seg}$
c_p	Calor específico del fluido caloportador	3,805	kJ/kg-°K
T_e	Temperatura de ingreso del fluido caloportador	325	°K
T_s	Temperatura de salida del fluido caloportador	433	°K
Q_{c1}	Calor por convección interna	5753,16	kW

Fuente: Propia

4.13 CALCULO POR PERDIDAS POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN EXTERNA DEL RECEPTOR

Para obtener las pérdidas por convección, primero se calculará el número de Reynolds en el receptor.

Tabla 67: Propiedades del Fluido: Aire

Propiedades del Fluido: Aire			
Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
P	Presión del fluido	101,325	Kpa
V	Velocidad del fluido	1	m/s
T	Temperatura del fluido	298	°K
ρ	Densidad del fluido	1,184	kg/ m ³
D	Diámetro del receptor	0,154	m
μ	Viscosidad dinámica	1,849 · 10 ⁻⁵	kg/m·s
Re	Numero de Reynolds	8,00493 · 10 ³	--

Fuente: Propia

Considerando que el fluido es menor que el número de Reynolds crítico ($5 \cdot 10^5$)
Trabajaremos con la siguiente fórmula para hallar el número de Nusselt siguiente:

Tabla 68: Propiedades Numero de Nusselt

Obteniendo Numero de Nusselt			
Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
Nu	Numero de Nusselt	32,62	--
Pr	Numero de Prandlt	0,7296	--
Fórmula	$Nu = 0,193 Re^{30,618} Pr^{1/3}$		

Fuente: Propia

Tabla 69: Obteniendo Coeficiente de convección

Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
h	Coeficiente de convección	6,657	$W/m^2 \cdot ^\circ k$
As	Área del cuerpo en contacto con el fluido	1,59	m^2
L	Longitud del receptor	4,060	m
k	Conductividad térmica	0,02551	$W/m \cdot ^\circ k$
D	Diámetro del receptor	0,125	M
Fórmulas	$h=k/D \cdot Nu$		
	$As =\pi \cdot D \cdot L$		

Fuente: Propia

Por lo tanto, es posible obtener el calor por convección externa

Tabla 70: Obteniendo Calor por convección externa

Obteniendo Calor por convección externa			
Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
Q_c	Calor por convección externa	0,86	W
h	Coeficiente de convección	6,657	$W/m^2 \cdot ^\circ k$
As	Área del cuerpo en contacto con el fluido	1,59	m^2
T_s	Temperatura en la pared de la tubería	379	$^\circ K$
T_{alred}	Temperatura en alrededores de la tubería	298	$^\circ K$
Fórmula	$Q_c = h \cdot A_s (T_s - T_{alred})$		

Fuente: Propia

Por lo tanto, es posible obtener el calor por radiación

Tabla 71: Obteniendo Calor por radiación

Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
Q_r	Calor por radiación	1,13	kW
ϵ	Emisividad pintura negra	0,98	---
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$5,67 \cdot 10^{-8}$	$W/m^2 K^4$
A_s	Área del cuerpo en contacto con el fluido	1,59	m^2
Fórmulas	$Q_r = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_s (T_s^4 - T_{alred}^4)$		

Fuente: Propia

4.14 FUNCIONAMIENTO COLECTOR PROPUESTO

Se consideró los siguientes parámetros para el funcionamiento utilizando como fluido de trabajo glicol presurizado y se obtienen los siguientes valores:

Tabla 72: Parámetros propuestos

Nomenclatura	Propiedad	Valor	Unidad
H_d	Irradiación Solar	7,875	$(kW \cdot h / m^2)$
I	Irradiancia Solar	656	kW / m^2
T_e	Temperatura entrada colector	325	$(^{\circ}K)$
T_s	Temperatura salida colector	433	$(^{\circ}K)$
T_{alred}	Temperatura ambiente	298	$(^{\circ}K)$
K_T	Modificador de ángulo de incidencia transversal	1	
K_L	Modificador de ángulo de incidencia longitudinal	1	
P_e	Presión de entrada	20	KPa
e_0	Eficiencia Óptica	0,67	
e	Eficiencia del Colector	0,6584	
$P_{t\acute{e}rmica}$	Potencia Térmica	373,6	kW
A_{col}	Área de Captación	865	(m^2)
\dot{m}	Caudal fluido caloportador	14	(kg / seg)
Q_{c2}	Calor por convección externa	0,86	kW
Q_r	Calor por radiación externa	1,13	kW
Q_{c1}	Calor por convección interna	5753,16	kW

Fuente: Propia



CAPITULO V
SELECCIÓN DE EQUIPOS

5.1 SELECCIÓN DE FAN COILS

5.1.1 SELECCIÓN DE EVAPORADORES TÚNEL N°1

Se seleccionó 4 evaporadores en base a la capacidad del túnel N°1.

Tabla 73: Parámetros Selección Evaporadores Túnel N°1

Evaporador GUNTNER GGHN 080,2H/310-ENJ50/12P. E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	35 kW
Cantidad de Evaporadores	4 unidades
Caudal de Flujo Glicol unitario	2,82 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	-3°C
Potencia total Evaporadores Túnel N°1	140 kW

Fuente: Propia

5.1.2 SELECCIÓN DE EVAPORADORES TÚNEL N° 2

Se seleccionó 4 evaporadores en base a la capacidad del túnel N°2.

Tabla 74: Parámetros Selección Evaporadores Túnel N°2

Evaporador GUNTNER GGHF 050,2F/34-ENJ50/8P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	7,5 kW
Cantidad de Evaporadores	4 unidades
Caudal de Flujo Glicol unitario	0,905 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	-0,27°C
Potencia total Evaporadores Túnel N°2	30 kW

Fuente: Propia

5.1.3 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°1

Se seleccionó 2 evaporadores en base a la capacidad del cámara N°1.

Tabla 75: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°1

Evaporador GUNTNER GGHF 050,2F/34-ENJ50/8P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	6 kW
Cantidad de Evaporadores	2 unidades
Caudal de Flujo Glicol unitario	1,445 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	0 °C
Potencia total Evaporadores Túnel N°2	12 kW

Fuente: Propia

5.1.4 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°2

Se seleccionó 2 evaporadores en base a la capacidad del Cámara N°2.

Tabla 76: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°2

Evaporador GUNTNER GGHF 050,2F/34-ENJ50/8P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	6 kW
Cantidad de Evaporadores	2 unidades
Caudal de Flujo Glicol unitario	1,445 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	0 °C
Potencia total Evaporadores Túnel N°2	12 kW

Fuente: Propia

5.1.5 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°3

Se seleccionó 1 evaporadores en base a la capacidad del Cámara N°3.

Tabla 77: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°3

Evaporador GUNTNER GGHF 050,2F/34-ENJ50/8P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	6 kW
Cantidad de Evaporadores	1 unidades
Caudal de Flujo Glicol unitario	1,445 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	3,33 °C
Potencia total Evaporadores Cámara N°3	6 kW

Fuente: Propia

5.1.6 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°4

Se seleccionó 1 evaporadores en base a la capacidad del Cámara N°4.

Tabla 78: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°4

Evaporador GUNTNER GGHF 050,2F/34-ENJ50/8P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	6 kW
Cantidad de Evaporadores	1 unidades
Caudal de Flujo	1,445 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	3,33 °C
Potencia total Evaporadores Cámara N°4	6 kW

Fuente: Propia

5.1.7 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°5

Se seleccionó 2 evaporadores en base a la capacidad del Cámara N°5.

Tabla 79: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°5

Evaporador GUNTNER GGHF 040,2D/14-ENX50/20P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	4 kW
Cantidad de Evaporadores	2 unidades
Caudal de Flujo	0,385 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	8 °C
Potencia total Evaporadores Cámara N°5	8 kW

Fuente: Propia

5.1.8 SELECCIÓN DE EVAPORADORES CAMARA N°6

Se seleccionó 2 evaporadores en base a la capacidad del Cámara N°6.

Tabla 80: Parámetros Selección Evaporadores Cámara N°6

Evaporador GUNTNER GGHF 040,2D/14-ENX50/20P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	6 kW
Cantidad de Evaporadores	2 unidades
Caudal de Flujo	0,385 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	0 °C
Potencia total Evaporadores Cámara N°6	8 kW

Fuente: Propia

5.1.9 SELECCIÓN DE EVAPORADORES ANTECÁMARA

Se seleccionó los 4 evaporadores en base a la capacidad del Antecámara.

Tabla 81: Parámetros Selección Evaporadores Antecámara

Evaporador GUNTNER GGHF 040,2D/14-ENX50/20P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	4 kW
Cantidad de Evaporadores	4 unidades
Caudal de Flujo	0,385 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	8 °C
Potencia total Evaporadores Antecámara	16 kW

Fuente: Propia

5.1.10 SELECCIÓN DE EVAPORADORES DESPACHO

Se seleccionó los 4 evaporadores en base a la capacidad del Despacho.

Tabla 82: Parámetros Selección Evaporadores Despacho

Evaporador GUNTNER GGHF 040,2D/14-ENX50/20P.E	
	
Fluido	glicol
Porcentaje de Glicol	40%
Potencia Nominal	4 kW
Cantidad de Evaporadores	4 unidades
Caudal de Flujo	0,385 m ³ /h
Temperatura entrada de aire	8 °C
Potencia total Evaporadores Despacho	16 kW

Fuente: Propia

5.2 SELECCIÓN DE MAQUINA DE ABSORCIÓN

Para la selección de la máquina de absorción se utilizará la potencia hallada anteriormente.

Potencia Instalada = 232,275 kW

Con dicha potencia se seleccionó 4 máquinas de simple efecto con el par amoniaco (refrigerante) y agua (absorbente) trabajando en serie de la Marca ROBUR RTCF 300-00-LB con una capacidad de 64 kW, debido a que son la única marca en el mercado que tiene un rango de operación para la temperatura del agua de salida de -3°C .

Tabla 83: Selección Máquina de absorción Robur RTCF 300 -00-LB

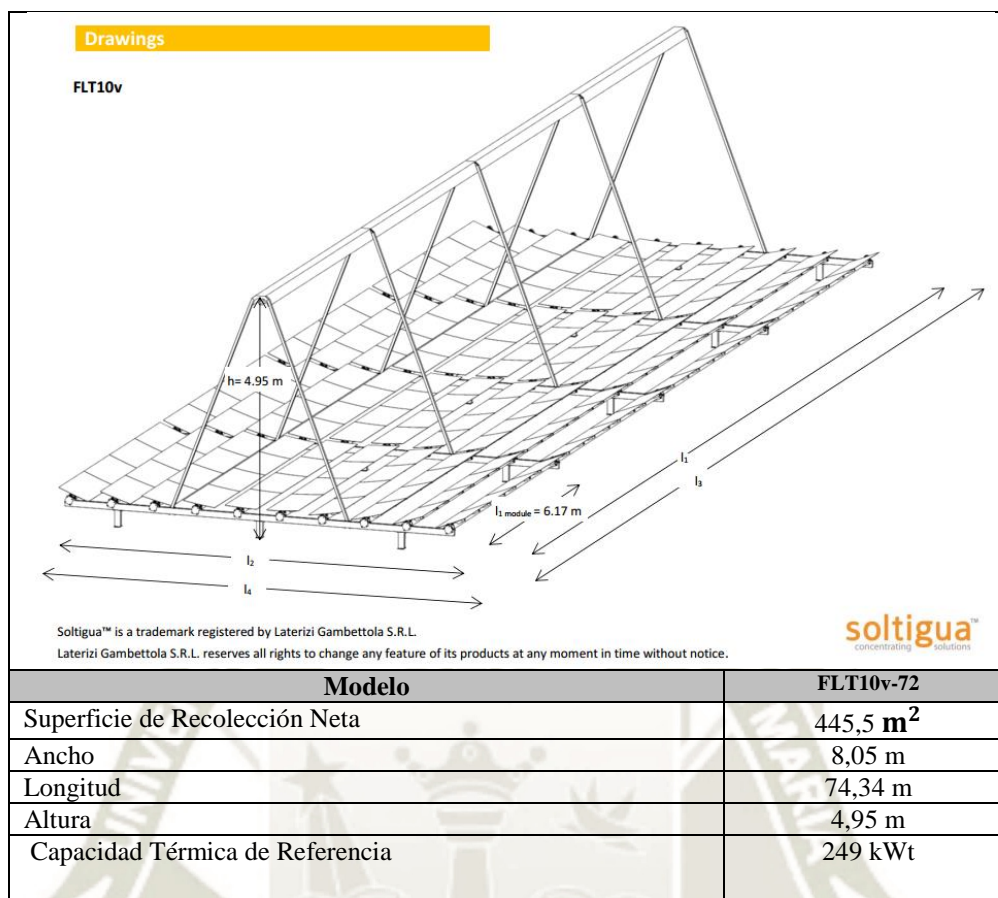
<p>Serie GA - Versión LB REFRIGERACIÓN</p> 	
Capacidad de enfriamiento diaria:	6144 kW·h
Modelo	Robur RTCF 300 -00-LB
Refrigerantes:	Agua -Amoniaco
Refrigerante Secundario	Glicol 40%
Temperatura Ambiente	25°C
Temperatura de Salida Agua	-3°C

Fuente: Propia

5.3 SELECCIÓN DE LOS CAPTADORES SOLARES

A continuación, se seleccionará dos módulos de captadores solares FLT10v-72 tipo Fresnel en base a los cálculos previos.

Tabla 84: Catálogo Colector Solar Fresnel



Fuente: Catálogo Soltigua (2018)

5.4 SELECCIÓN DE ACUMULADOR SOLAR

Debido a que cada máquina de absorción requiere un caudal de agua de 12,500 litros/hora se deberá proyectar un consumo para 24 horas diarias de funcionamiento para 4 máquina de absorción trabajando de manera continua y simultánea.

Consumo de 1 máquina de absorción:

$$Q_{acumulador} = 12,500 \frac{\text{litros}}{\text{hr}}$$

Consumo de 4 máquina de absorción:

$$Q_{acumulador} = 50,000 \frac{\text{litros}}{\text{hr}}$$

Por lo tanto, se seleccionará los siguientes acumuladores solares de agua:

Cantidad: 5

Modelo: MV-10000- LB

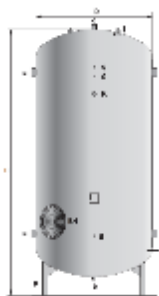
Capacidad: 10,000 litros

Diámetro exterior: 1750 mm

Altura total: 5013 mm

Ilustración 43: Selección Capacidad del Depósito de Almacenamiento

CARACTERÍSTICAS GENERALES		MV-7000-IB	MV-8000-IB	MV-10000-IB	MV-12000-IB
Capacidad	L	7000	8000	10000	12000
D: Diámetro exterior	mm.	1750	1750	1750	1750
H: Altura total	mm.	3652	4090	5013	5835
a: conexión lateral	" GAS/H	4	4	4	4
b: conexión inferior	" GAS/H	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
c: conexión superior	" GAS/H	2	2	2	2
R: conexión lateral	" GAS/H	2	2	2	2
g: conexión sensores	" GAS/H	3/4	3/4	3/4	3/4
Boca de hombre lateral	DN	DN400	DN400	DN400	DN400
Peso en vacío (aprox.)	Kg	1005	1044	1243	1420



- Capacidad: 7.000 a 12.000 litros.
- Material: acero carbono S235JR.
- Presión de trabajo: 6 bar.
- Temperatura máxima de trabajo: 110°C.
- Boca de hombre lateral DN400.
- Tratamiento interno: limpio de partículas.
- Tratamiento externo: imprimación antioxidante.
- Instalación: vertical (opcional horizontal).
- OPCIONAL: resistencias eléctricas de calentamiento.
- OPCIONAL: aislamiento térmico, forro flexible PVC, con fibra de vidrio de 50 ó 100 mm., suministrado aparte.

Fuente: Lapesa (2020)

5.5 SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Seleccionaremos un intercambiador de calor de placas:

Cantidad: 1

Modelo: LPIC-10

Potencia: 465 kW

Dimensiones: 119 x 276 x 136,4 mm

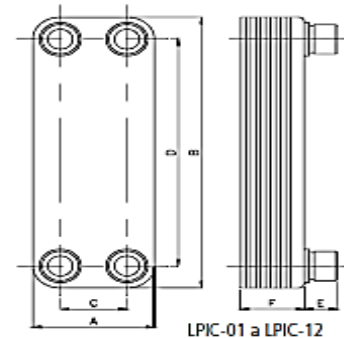
Temperatura máxima de Trabajo: 155°C

Ilustración 44: Selección Intercambiador de Calor

IBIADORES DE PLACAS

RCAMBIADORES DE PLACAS COMPACTOS		Ref.	Nº de placas	Caudal (l/h) 50°C	Potencia (kW) ⁽³⁾	Pérdidas de carga m.c.a.	A x B x F	E	C
Temperatura máxima de trabajo	135 / 155°C ⁽¹⁾	LPIC-01	20	1.000	45	< 3	73 x 192 x 42,32	20,1	40
Presión máxima de trabajo	16 / 25 bar ⁽²⁾	LPIC-02	20	2.000	90	< 6	73 x 315 x 42,32	20,1	40
		LPIC-03	20	3.000	140	< 6	119 x 289 x 48,8	45	72
Tipo de fluido	Líquido/Líquido	LPIC-04	30	4.000	185	< 6	119 x 289 x 71,2	45	72
		LPIC-05	40	5.000	235	< 6	119 x 289 x 93,6	45	72
Material	AISI 316	LPIC-07	40	7.000	325	< 8	119 x 376 x 93,6	45	63
		LPIC-10	60	10.000	465	< 8	119 x 376 x 136,4	45	63
Aislamiento térmico	Aislamiento térmico	LPIC-12	70	12.000	560	< 8	119 x 376 x 160,8	45	63

Temperatura máxima de trabajo para los modelos C-02 es de 135°C, para el resto de 155°C.
Presión máxima de trabajo para los modelos LPIC-01 de 16 bar, para el resto de 25 bar.
Materiales según: Primario 90/60°C y secundario presiones, temperaturas o fluidos.



Fuente: Lapesa (2020)

5.6 SELECCIÓN DE BOMBAS

El consumo de agua de las 4 máquinas de absorción es de:

$$Q_{acumulador} = 50,000 \frac{\text{litros}}{\text{hr}} = 50,000 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Siendo el caudal de agua a circular

$$v_{\text{agua}} = 50 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Cantidad: 1

Modelo: IPL50/160-0,55/4

Rango de temperatura: 140 °C

Ilustración 45: Selección bomba circuladora de agua caliente



WILO
Pumpen intelligenz.

**Bombas circuladoras para calefacción, refrigeración
y agua caliente sanitaria**

Bombas circuladoras para calefacción y refrigeración

Cantidad Bombas (un.)	Q2 (m³/h)	Modelo	Código	€
280	0,56	IPL32/135-0,25/4	325101	1.922,00
280	1,1	IPL32/135-1,1/2	325102	1.900,00
320	3,2	IPL32/165-3/2	325103	2.272,00
320	0,26	IPL40/130-0,25/4	325104	1.857,00
320	0,57	IPL40/130-0,57/4	325105	1.869,00
320	1,1	IPL40/130-1,1/2	325106	2.056,00
320	2,2	IPL40/130-2,2/2	325110	2.202,00
320	4	IPL40/160-4/2	325111	2.770,00
320	0,57	IPL50/130-0,57/4	325115	1.958,00
320	0,55	IPL50/160-0,55/4	325116	1.970,00
320	1,1	IPL50/165-1,1/2	325118	3.444,00
440	7,5	IPL50/165-7,5/2	325120	3.912,00
440	15,0	IPL65/175-15,0/2	325124	3.528,00
430	7,5	IPL65/175-7,5/2	325126	3.922,00

Bombas intrínsecas tipo inline, conexión cascada o ambidextra.
Rango de temperaturas permitido de -20 °C a +140 °C.
Alimentación eléctrica 3-400 V, 50 Hz.
Tipo de protección IP 55.
Diámetro nominal DN 80 a 134 (250).
Presión de trabajo máx. 10 bar (25 bar a salicrud).



Fuente: Catalogo Bomba Wilo (2019)

5.7 SELECCIÓN DE TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE AMONIACO

Se consideró para la selección del tanque de almacenamiento de amoniaco, el flujo másico que sale del evaporador, considerando que tiene una concentración de 100% de amoniaco.

$$\dot{m}_{\text{amoniaco}} = 0,2141 \frac{\text{kg}}{\text{seg}} = 770,76 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

$$\rho_{\text{amoniaco}} = 0,73 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Siendo el volumen de amoniaco necesario

$$v_{\text{amoniaco}} = 1055,84 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

Material: Acero Inoxidable

Modelo: MPE 1035/4BT

Diámetro: 457 mm x 3420 mm

Caudal Máximo: 288 m³/ hr

Cantidad: 4

5.8 SELECCIÓN DE TORRE DE ENFRIAMIENTO

Se consideró para la selección de la torre de enfriamiento el caudal de aire calculado anteriormente.

$$V_{aire} = 3216,744 \frac{m^3}{h}$$

Se seleccionó una Torre de enfriamiento:

Marca: TEVA


Modelo: TVAP-08

Caudal del aire: 7552 m³/h

Ventilador: 1 Unidades 3Ø 400V 60 Hz

Ilustración 46: Catálogo de Torre de enfriamiento

Torres de refrigeración con ventilador axial y envoltorio en poliéster «TVAP»



N.º	Caudal aire m ³ /h	Rendimiento en Watts			Modelo	Código	€
		Temperatura húmeda exterior					
		22 °C	24 °C	26 °C			
		T ^{entrada} / T ^{salida} agua					
		35/29	35/30	35/30 (*)			
1	7552	93400	83500	64900	TVAP-08	331023	7.533,00
1	8981	109000	97300	75600	TVAP-09	331030	7.691,00
1	10814	128100	112800	87300	TVAP-10	331031	7.870,00
1	9594	144200	128300	101100	TVAP-12	331032	7.995,00
1	10410	155200	138100	108800	TVAP-15	331033	8.548,00
1	15350	186600	166600	129300	TVAP-16	331034	9.392,00
1	17554	210000	187300	145500	TVAP-19	331035	10.222,00
1	15921	240100	213700	168700	TVAP-21	331036	10.429,00
1	18167	270800	240900	189900	TVAP-24	331037	10.457,00
1	20004	295400	262900	207000	TVAP-26	331038	11.411,00

Fuente: Pecomark (2018)

5.9 SELECCIÓN DE HIDROCOOLER

A continuación, se seleccionará el Hidrocooler en base a la capacidad máxima utilizada en para el enfriamiento de la alcahofa.

Tabla 85: Catálogo de Selección de Maquina de Hidrocooler

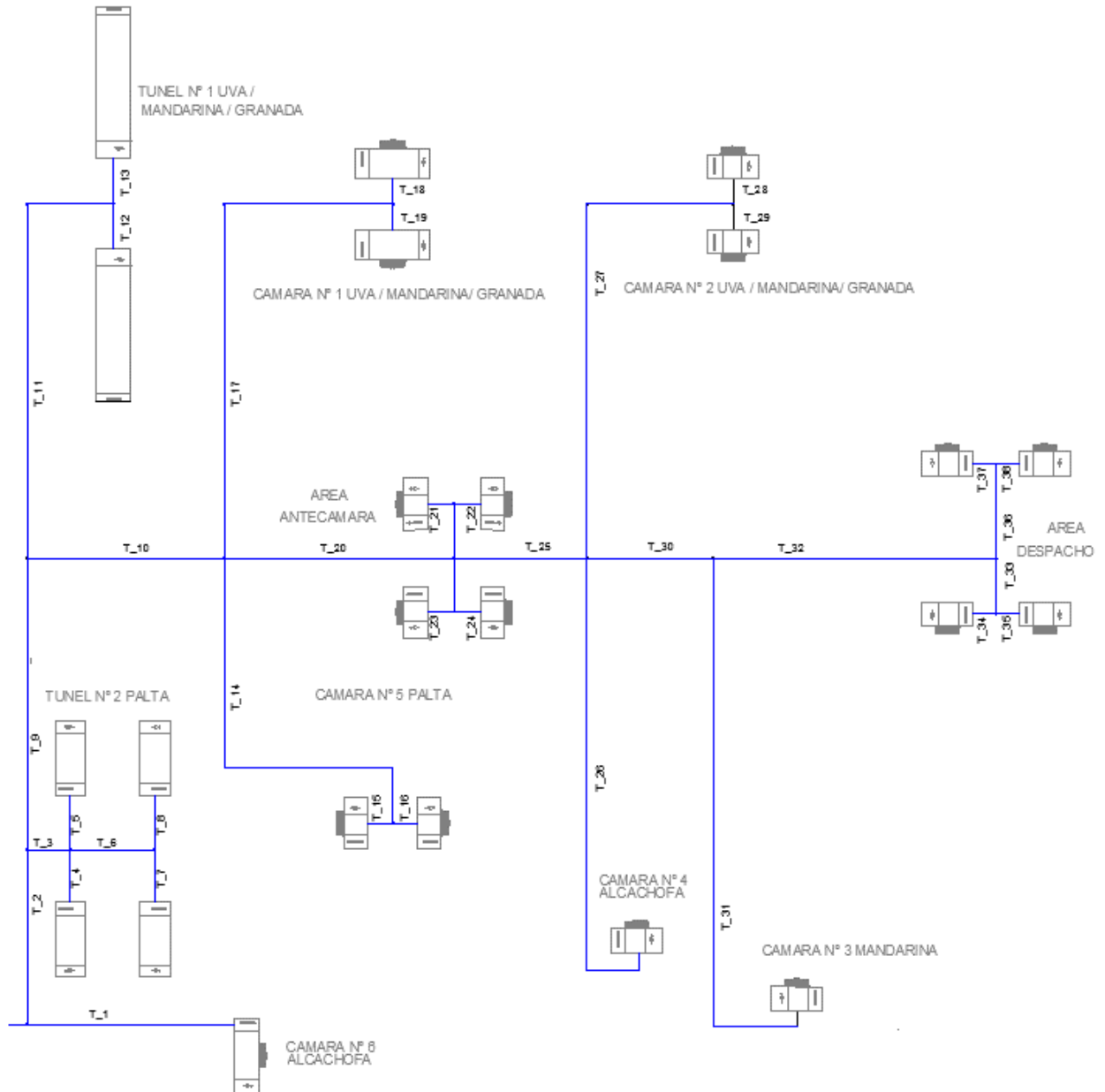
Modelos Hidrocooler	Capacidad Máxima (Ton/h)	Capacidad del depósito del agua (m ²)	Medidas L,A,A (mm)	Potencia Total Consumida (kW)	Peso (kg)
MINI HC1240	5	3	4000x1930x2050	25-50	1,500
EXTRA HC 1660	10	6	6200x2390x2950	50-70	2,600
MAXI HC1680	15	8	8200x2390x2980	70-100	3,200
MEGA HC1680M	30	16	8200x4500x2980	120-180	6,200

Fuente: Martinmaq (2017)

5.10 DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

Mediante el siguiente gráfico y el nomograma de pérdidas de carga obtenemos el dimensionamiento de las tuberías de impulsión hacia los fancoils.

Ilustración 47: Tuberías de impulsión



Fuente: Propia

Tabla 86: Pérdida de carga circuito de tuberías de impulsión

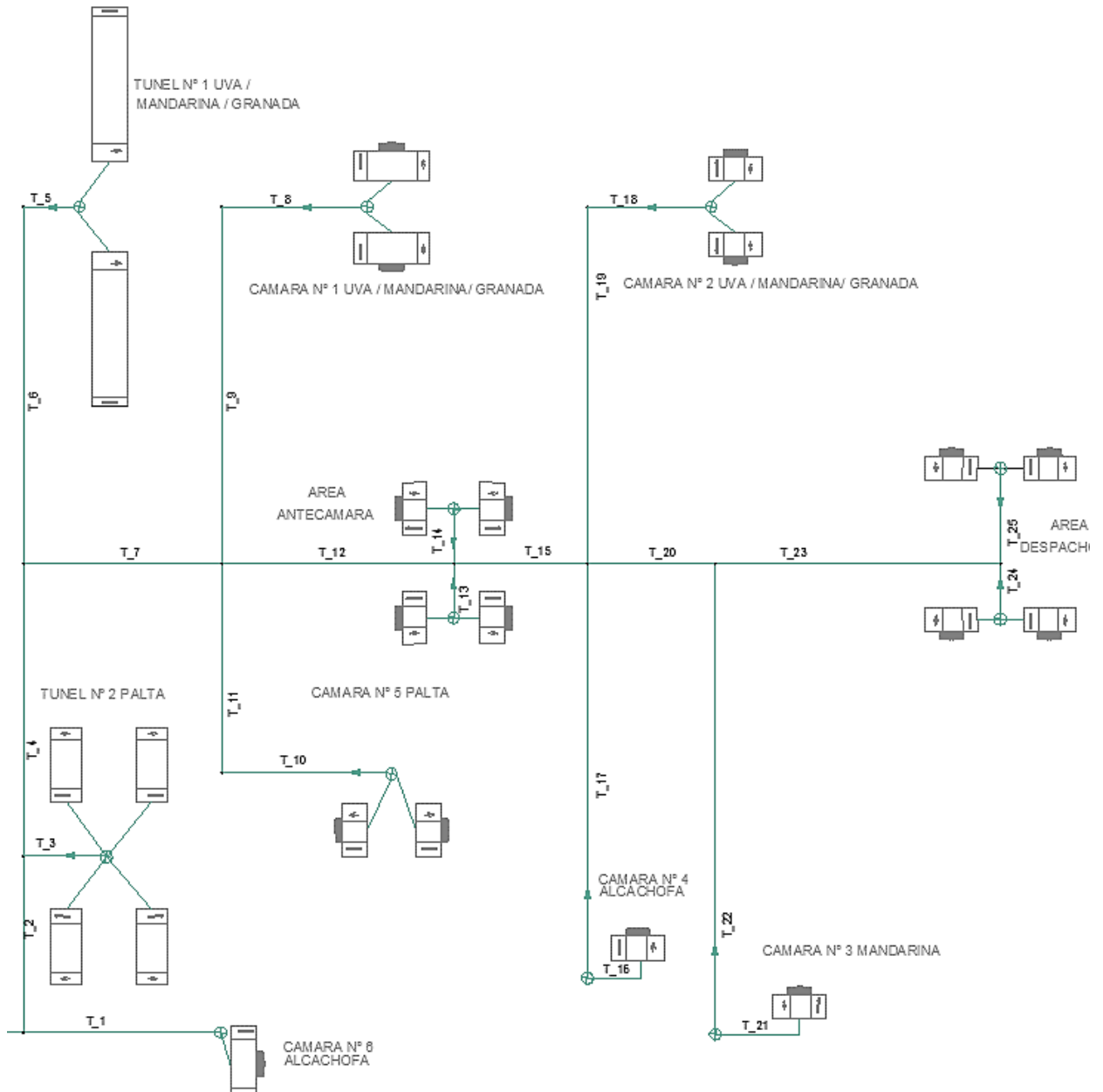
Perdida de Carga Circuito de Impulsión					
Túnel 2					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-2	4,94	21,78	3"	26,00	0,26
T-3	1,22	3,62	1 1/2"	22,00	0,22
T-4	1,52	0,905	1"	17,00	0,17
T-5	1,52	0,905	1"	17,00	0,17
T-6	2,4	1,81	1 1/4"	13,00	0,13
T-7	1,52	0,905	1"	17,00	0,17
T-8	1,52	0,905	1"	17,00	0,17
T-9	8,25	18,16	3"	17,00	0,17
Túnel 1					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-11	12,46	5,64	2"	15,00	0,15
T-12	1,28	2,82	1 1/2"	13,00	0,13
T-13	1,28	2,82	1 1/2"	13,00	0,13
Despacho					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-32	8,04	1,54	1 1/4"	13,00	0,13
T-33	1,58	0,77	1"	17,00	0,17
T-34	0,65	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-35	0,65	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-36	2,67	0,77	1"	17,00	0,17
T-37	0,65	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-38	0,65	0,385	3/4"	60,00	0,60
Cámara N°3					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-30	3,6	2,985	1 1/2"	15,00	0,15
T-31	16,05	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
Cámara N°2					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-27	14,19	2,89	1 1/2"	15,00	0,15
T-28	0,72	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
T-29	0,72	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
Cámara N°4					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-26	13,65	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
Antecámara					

	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-20	6,53	8,86	2 1/2"	15,00	0,15
T-21	0,75	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-22	0,75	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-23	0,75	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-24	0,75	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-25	3,77	7,32	2 1/2"	8,00	0,08
T-10	5,6	12,52	2 1/2"	30,00	0,30
Cámara N°5					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-14	12,28	0,77	1"	17,00	0,17
T-15	0,7	0,385	3/4"	60,00	0,60
T-16	0,7	0,385	3/4"	60,00	0,60
Cámara N°1					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-17	14,8	2,89	1 1/2"	15,00	0,15
T-18	0,72	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
T-19	0,72	1,445	1 1/4"	9,00	0,09
Cámara N°6					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-1	5,86	3,86	2"	6,00	0,06

Fuente: Propia

De igual manera obtenemos el dimensionamiento de las tuberías de retorno

Ilustración 48: Tuberías de retorno



Fuente: Propia

Tabla 87: Pérdida de carga circuito de tuberías de retorno

Pérdida de Carga Circuito de Retorno					
Túnel 2					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-3	9,74	3,62	1 1/2"	20,00	0,20
T-4	8,22	9,3	2 1/2"	13,00	0,13
Túnel 1					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-5	4,3	5,64	2"	15,00	0,15
T-6	10,02	5,64	2"	15,00	0,15
T-7	5,6	3,66	1 1/2"	22,00	0,22
Despacho					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-20	3,6	2,98	1 1/2"	13,00	0,13
T-23	8,04	1,54	1 1/4"	11,00	0,11
T-24	2,83	0,77	1"	15,00	0,15
T-25	3,95	0,77	1"	15,00	0,15
Cámara N°3					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-21	2,81	1,445	1 1/4"	7,50	0,08
T-22	13,24	1,445	1 1/4"	7,50	0,08
Cámara N°2					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-18	5,08	2,89	1 1/2"	13,00	0,13
T-19	10,02	2,89	1 1/2"	13,00	0,13
Cámara N°4					
	Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-16	2,09	1,445	1 1/4"	7,50	0,08
T-17	11,65	1,445	1 1/4"	7,50	0,08

Antecámara					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-12	6,53	8,86	2 1/2"	14,00	0,14
T-13	3,03	0,77	1"	15,00	0,15
T-14	3,03	0,77	1"	15,00	0,15
T-15	3,77	7,32	2"	21,00	0,21
Cámara N°5					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-10	7,76	0,77	1"	15,00	0,15
T-11	5,9	0,77	1"	15,00	0,15
Cámara N°1					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-8	5,83	2,89	1 1/2"	13,00	0,13
T-9	10,02	2,89	1 1/2"	13,00	0,13
Cámara N°6					
	Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-1	6,6	3,86	1 1/2"	21,00	0,21
T-2	4,97	12,92	2 1/2"	24,00	0,24

Fuente: Propia



CAPITULO VI
PRESUPUESTO DEL PROYECTO

A continuación, se realizará una comparación de costos entre el sistema tradicional de refrigeración, en este caso se tomará como referencia los costos de la inversión de una planta de conservación de productos con una potencia máxima de 202,74 kW basado en la tesis “SISTEMA DE COSTEO DE UN PACKING DE REFRIGERACIÓN PARA CONSERVACIÓN DE UVA, PALTA Y GRANADA EN LA JOYA-AREQUIPA”, y el sistema por absorción propuesto.

6.1 SISTEMA TRADICIONAL DE REFRIGERACIÓN RESUMIDO

Tabla 88: Costos de Inversión del Sistema Tradicional de Refrigeración

	Unidades (Soles)	Costo proyectado
Costo Equipos de Refrigeración	S./	482 771,0776
Costo de Equipos Sala de Proceso	S./	67 772,7
Costo Total de Equipos y Maquinarias	S./	550 543,78

Fuente: Gordillo (2016)

Para poder realizar una comparación de costos, los costos tradicionales de refrigeración se trabajarán en dólares.

Tabla 89: Costos de Inversión en dólares del sistema Tradicional de Refrigeración

	Unidades (Dolares)	Costo proyectado
Costo Equipos de Refrigeración	\$	166 831,4485
Costo de Equipos Sala de Proceso	\$	19 022,0303
Costo Total de Equipos y Maquinarias	\$	147 809,4182

Fuente: Gordillo (2016)

6.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Para obtener el costo de inversión se tuvo en cuenta el siguiente cuadro, el cual nos da una referencia de los costos en base a algunas unidades.

Tabla 90: Consumo energético máquinas de absorción

	Consumo Unitario	Consumo Global (4 máquinas)
Consumo eléctrico	4,5 kW	18 kW
Consumo Gas Natural	12,55 m ³ / hr	50,2 m ³ / hr

Fuente: Propia

Consumo de energía eléctrica considerando las 4 máquinas de absorción

$$18 \text{ kW} \times 24 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 30 \frac{\text{días}}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{meses}}{\text{año}} \times 0,4 \frac{\text{soles}}{\text{kw-hr}}$$

$$62\,208 \frac{\text{soles}}{\text{año}} < > 18\,850,9 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

Consumo de 4 máquinas de absorción con el Gas Natural.

$$50,2 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times 24 \frac{\text{hr}}{\text{día}} \times 30 \frac{\text{días}}{\text{mes}} \times 12 \frac{\text{meses}}{\text{año}} \times 0,67 \frac{\text{soles}}{\text{m}^3 \text{ Gas Natural}}$$

$$290\,597,76 \frac{\text{soles}}{\text{año}} < > 88\,059,93 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

La tabla de parámetros clave del análisis económico, nos pudo dar una referencia de los costos de equipos que no pudieron ser cotizados y fueron importantes para poder elaborar la tabla del periodo de retorno de inversión del sistema.

Tabla 91: Parámetros clave del análisis económico

	Unidades	Costo referencial
Colectores Solares	\$/m ²	230
Chiller Absorción, COP =0,7	\$/kW	516
Tanque de Agua Caliente	\$/m ³	1000
Costo anual del mantenimiento sistema de absorción solar	%	0,1
Costo anual del mantenimiento sistema de compresión de vapor	%	4
Ciclo de vida del Chiller Absorción	años	20

Fuente: Al-Ugla (2015)

Tabla 92: Costos de Equipos Complementarios referenciales

Equipos Complementarios	Cantidad	Unidad	Costo Unitario (Dólares)	Costo Total (Dólares)
Aislamiento Panel Techo y Paredes	60	m ²	\$ 92,00	\$ 5 520,00
Aislamiento Paneles Piso	1155	m ²	\$ 34,50	\$ 39 847,50
Barreras de Protección	50	Pz.	\$ 51,75	\$ 2 587,50
Puertas Corredizas	30	Pz.	\$ 6 551,55	\$ 196 546,50
Puertas Batientes Hoja Estándar	22	Pz.	\$ 1 581,25	\$ 34 787,50
Puertas Batientes Doble Hoja	8	Pz.	\$ 2 955,50	\$ 23 644,00
Puertas Enrollables	3	Pz.	\$ 6 354,90	\$ 19 064,70
Cortinas Basculantes	25	Pz.	\$ 1 299,50	\$ 32 487,50
Luminarias Herméticas	191	Pz.	\$ 15,15	\$ 2 893,65
Fajas Transportadoras	4	Pz.	\$ 10 424,24	\$ 41 696,97
Motores Eléctricos 2 H.P	4	Pz.	\$ 100,00	\$ 400,00
Lectora Código de Barras	2	Pz.	\$ 850,00	\$ 1 700,00
Tableros Eléctricos	5	Pz.	\$ 230,00	\$ 1 150,00
Balanzas de plataforma	2	Pz.	\$ 550,00	\$ 1 100,00
Balanzas electrónicas	2	Pz.	\$ 15,00	\$ 30,00
Mesas de Trabajo	15	Pz.	\$ 80,00	\$ 1 200,00
Total				\$ 404 655,82

Fuente: Propia

Tabla 93: Costos de Equipos Evaporadores

Evaporadores	Cantidad	Unidad	Costo Unitario (Dólares)	Costo Total (Dólares)
Túnel 1	4	Pz.	\$ 25 735,36	\$ 102 941,44
Túnel 2	4	Pz.	\$ 25 735,36	\$ 102 941,44
Cámara 1	2	Pz.	\$ 4 942,56	\$ 9 885,12
Cámara 2	2	Pz.	\$ 4 942,56	\$ 9 885,12
Cámara 3	1	Pz.	\$ 4 942,56	\$ 4 942,56
Cámara 4	1	Pz.	\$ 4 942,56	\$ 4 942,56
Cámara 5	2	Pz.	\$ 1 519,84	\$ 3 039,68
Cámara 6	2	Pz.	\$ 7 469,28	\$ 14 938,56
Antecámara	4	Pz.	\$ 1 519,84	\$ 6 079,36
Despacho	4	Pz.	\$ 1 519,84	\$ 6 079,36
Costo Total				\$ 59 792,32

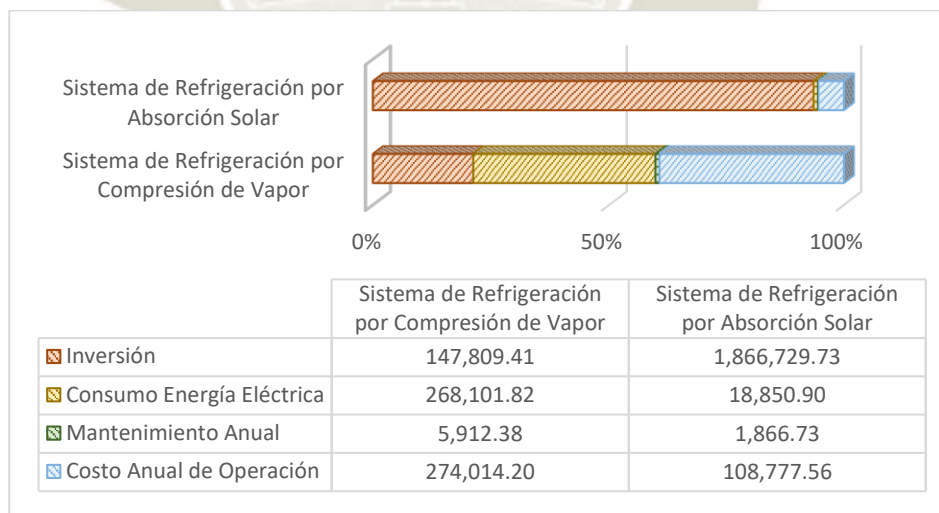
Fuente: Propia

Tabla 94: Periodo de Retorno de Inversión del sistema

	Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor	Sistema de Refrigeración por Absorción Solar
Costo de Inversión		
Chiller de Absorción	-	\$33 125,00
Colectores Solares	-	\$361 200,00
Tuberías	-	\$4 456,59
Equipos evaporadores	-	\$59 792,32
Tanque de Almacenamiento Agua Caliente	-	\$225 000,00
Tanque de Almacenamiento Agua Fría	-	\$3 500,00
Equipos Complementarios	-	\$404 655,82
Costo Total de Inversión	\$147 809,41	\$1 866 729,73
Costo Anual de Operación		
Consumo Energía Eléctrica	\$268 101,82	\$18 850,90
Consumo Gas Natural	-	\$ 88 059,93
Mantenimiento Anual	\$5 912,38	\$1 866,73
Costo Total Anual	\$274 014,20	\$203 102,48
Costo Total Ahorro	-	\$165 236,64
Tiempo de Retorno de Inversión (Años)	-	11 años

Fuente: Propia

Tabla 95: Comparación entre Sistemas de Refrigeración



Fuente: Propia

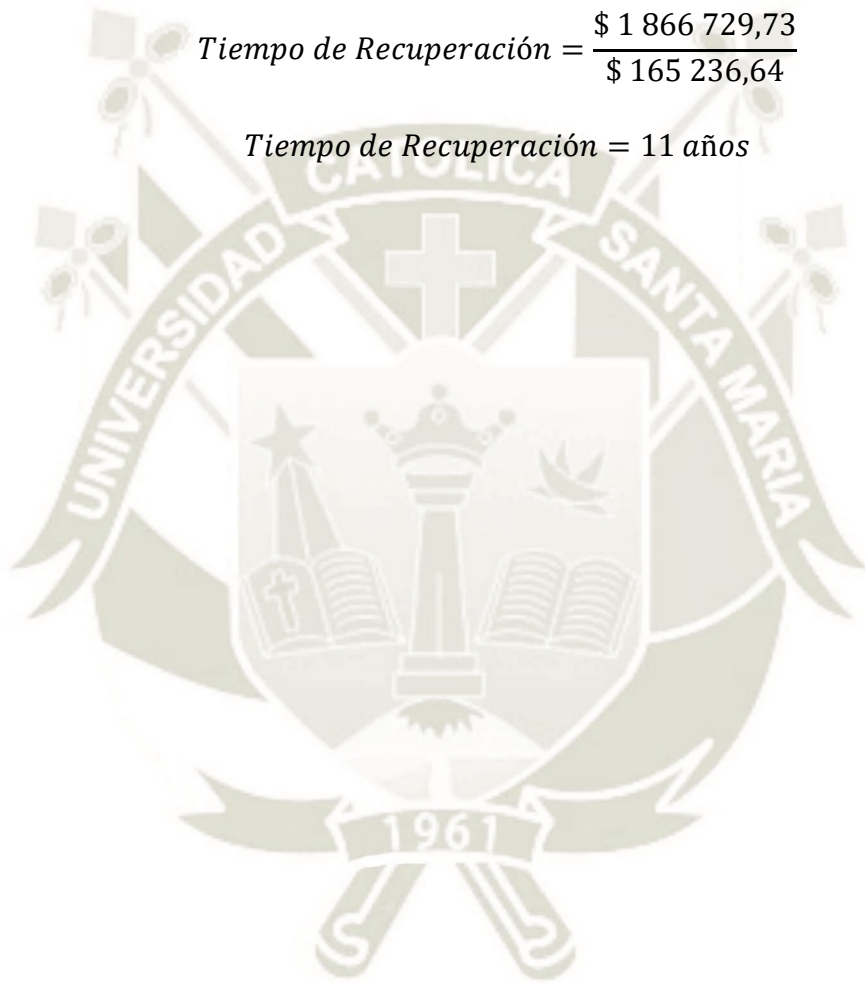
6.3 TIEMPO DE RECUPERACIÓN DEL PROYECTO

Para obtener el tiempo de recuperación del proyecto se tuvo en cuenta el método de Payback, donde se calcula primero el costo de inversión y el beneficio o ahorro obtenido en este caso se proyecta considerar en un periodo de tiempo de un año.

$$\text{Tiempo de Recuperación} = \frac{\text{Inversión}}{\text{Beneficio}}$$

$$\text{Tiempo de Recuperación} = \frac{\$ 1\,866\,729,73}{\$ 165\,236,64}$$

$$\text{Tiempo de Recuperación} = 11 \text{ años}$$



CONCLUSIONES

Primera:

Se determinó la capacidad de la planta en base a tres criterios el primero fue la aprovechar la estadística agraria de los años 2013 al 2017, donde se obtuvo el rendimiento de la agencia agrícola de los cultivos sembrados en base a ello se pudo tener una idea de que productos considerar en el packing.

El segundo fue verificar la estacionalidad de cosechas de los productos de exportación de la empresa Pampa Baja S.A.C. para así poder distribuir que productos tendrían ingreso a la planta cada mes.

El tercer criterio fue recurrir al informe del Ingeniero Quiñe en el cual realiza un modelo de planificación agrícola para las tierras de majes siguas II, el cual indica que para este modelo de planificación serian tomadas en cuenta tierras de 200 hectáreas para la venta abierta al público, es por eso que en base a eso se comenzó a elaborar una planta con sus hectáreas de cultivo que permitan una vez cosechadas los productos poder ingresar directamente al packing.

Segunda:

Se desarrolló el sistema de refrigeración por absorción, así como su funcionamiento, se utilizaron los datos del Sistema de información geográfica fotovoltaica (PVGIS), obteniendo que el tiempo aprovechable de radiación será aproximadamente de 8 horas al día, siendo 5 horas las que tienen mayor aporte calorífico sobre la ubicación del proyecto, con lo cual se consideró hacer los cálculos y dimensionar tanques de agua para el almacenamiento durante ese periodo de tiempo. También se seleccionó las cuatro máquinas de absorción Robur modelo LB con una capacidad de enfriamiento unitaria de 64 kW, que permitan funcionar con una temperatura de salida del agua de las máquinas de hasta de 10°C, utilizando una concentración de 40% de glicol para evitar un congelamiento del agua y que permitan utilizar una fuente auxiliar como el Gas Natural y usarla para abastecer en horas en las que no haya respaldo de la energía solar.

Tercera:

Se obtuvo que la inversión por la adquisición de máquina de absorción, así como de toda su instalación es notablemente superior, se estima que es en 1 718 920,32 dólares más costosa

que el sistema de refrigeración tradicional, lo que sí cabe señalar que existirá un notable ahorro entre la eléctrica el mantenimiento y el costo anual de operación por parte del sistema de absorción.

Se determinó que el PAYBACK del proyecto será de 11 años mediante un estudio comparativo entre el sistema tradicional de refrigeración por compresión de vapor vs un sistema de refrigeración por absorción.



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Al-Ugla, A. A. (2015). *Development of a solar air conditioning system in saudi arabia*. Dhahran, Saudi Arabia: King Fahd University of Petroleum & Minerals.
- American Society of Heating. (2019). *ASHRAE Handbook Refrigeration*. Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA 30329: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers,.
- Aranda, A., & Zabalza, I. (2019). *Energía solar térmica*. Zaragoza, España: Universidad de Zaragoza.
- Arnabat, I. (15 de Abril de 2016). *Ventajas del uso de energía solar térmica en redes de climatización*. Obtenido de <https://www.caloryfrio.com/energias-renovables/energia-solar/ventajas-uso-energia-solar-termica-en-redes-de-climatizacion.html>
- ASHRAE. (2018). *The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) - Handbook - Refrigeration*. Atlanta, USA.
- Barreiro, J., & Sandoval, A. (2016). *Operaciones de Conservación de Alimentos por Bajas Temperaturas*. Caracas, Venezuela: Equinoccio.
- Bohn, F. (2017). *Manual de Ingeniería*. Mexico: Grupo Frigus Therme.
- Caño, A. (2019). *Tecnologías de transformación solar - eléctrica*. (Algani, Ed.) España.
- Catota, P. C., & Tonato, W. A. (2015). *Diseño y Construcción de un prototipo de Refrigeración Solar por Absorción mediante para Amoniaco-Agua para la conservación de alimentos. Proyecto de titulación previo a la obtención del título de Ingeniero Electromecánico*. Universidad de las Fuerzas Armadas Departamento de Electricidad y Electrónica, Latacunga. Obtenido de <http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/12265/1/T-ESPEL-EMI-0303.pdf>
- Cengel, Y., & Boles, M. (2016). *Termodinámica* (Sexta ed.). Mexico: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y., & Cimbala, J. (2017). *Mecánica de Fluidos*. México: McGraw-Hill/Interamericana.
- Centro de Comercio Internacional. (Enero de 2019). *ITC*. Obtenido de <https://www.intracen.org/itc/acerca-del-itc/>
- Conde, M. (2019). *Thermophysical properties of NH₃+H₂O solutions for industrial design of absorption refrigeration equipment*. USA: M. Conde Engineering.
- Cortés, F., Murray, C., Muñoz, I., & Platzer, W. (2016). *Estudio de Tecnologías Solar Térmica para Producción de Calor en la Industria*. Chile: Fraunhofer Chile Research.

- Cortés, I. (2016). *Análisis exergético del sistema de refrigeración por absorción regenerativo amoniaco agua*. México: Almadía.
- De Nadai, G. (13 de Abril de 2018). *unifrutti.com*. Obtenido de <http://www.unifrutti.com/productos/uvvas/embalaje-paletizaje-2/>
- Díaz, J., Espinosa, C., Gonzalez, J., & Paredes, A. (2015). *Análisis de potencial y oportunidades de integración de energía solar térmica en redes de climatización*. Madrid: Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía.
- EcuRed. (25 de Enero de 2020). *EcuRed*. Obtenido de https://www.ecured.cu/Radiaci%C3%B3n_solar
- Gallud, J. (2015). Determinación del ciclo y del Coeficiente de Eficiencia Energética de una máquina de absorción de difusión continuada de la casa TAVER modelo T242. *Para optar el Grado en Ingeniero en Tecnologías Industriales*. Universidad de Valladolid Escuela de Ingenierías Industriales, Valladolid.
- Ganesh, S., & Srinivas, T. (2017). *Development of thermos-physical properties of aqua ammonia for Kalina cycle system*. USA.
- Gimenez, E., Arauz, L., & Artes, F. (2016). *Modelización de las condiciones de transporte y conservación prolongada en frutas y hortalizas*. Madrid, España: Frutura.
- González, D. (2019). *Manual de Diseño de Sistemas Solares Térmicos para la Industria Chilena*. Chile: Aiguasol.
- Gordillo, C. A. (2016). *Refrigeración*. Arequipa, Perú: Independencia.
- Gordillo, C. F. (2016). *Sistema de Costeo de un Packing de Refrigeración para Conservación de Uva, Palta y Granada en la Joya- Arequipa*. Arequipa: Universidad Católica de Santa María de Arequipa.
- Haberle, A., Berger, M., Scherer, S., & Farian, J. (2019). *La tecnología CSP Fresnel*. Santiago de Chile: Cuneta.
- Hardenburg, R., Watada, A., & Wang, C. (2018). *Almacenamiento comercial de frutas, legumbres y existencias de floristerías y viveros*. San José, Costa Rica: Servicio Editorial del Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura.
- Hata, L. (05 de Abril de 2020). *Sistema Integrado de Información de Comercio Exterior*. Obtenido de http://www.siicex.gob.pe/siicex/porta15ES.asp?_page_=160.00000
- Lapesa. (2020). *lapesa.com*. Obtenido de <http://www.lapesa.com/es/agua-caliente-sanitaria/inox-capacidad-industrial.html>
- Logistics Żuralski. (2020). *llogistics*. Obtenido de http://www.llogistics.com.pl/en/product.xml?category_id=32015#

- López, G., Ibarra, M., & Platzer, W. (2017). *Informe CSET "Estudio de Tecnologías para Refrigeración Solar"*. Chile: Fraunhofer .
- Lumelco. (22 de Diciembre de 2019). *absorcionbroad*. Obtenido de http://absorcionbroad.com/pdf/Catalogo_Broad_v4.pdf
- Martinmaq. (14 de Diciembre de 2017). *MARTINMAQ*. Obtenido de <http://www.martinmaq.com/es/enfriado/f-66>
- Mauthner, F. (2017). *Solar Heat for Industrial Applications*. Austria: Institute for Sustainable Technologies.
- MEF. (2018). *Informe Técnico N° 001-2008-EF 68.01*. Lima.
- Monreal, J. A. (2017). Diseño de un Concentrador Solar Lineal tipo Fresnel de Baja Entalpía para Calor de Procesos. *Tesis que para optar por el grado de Maestro en Ingeniería Energética*. Universidad Veracruzana, Xalapa, Mexico.
- Morse, F. (2016). *Power Plant Engineering and Design*. USA: Van Nostrand Company,.
- Pagador, C. (20 de Noviembre de 2019). Majes Siguas II tiene más 38 mil 500 hectáreas y generaría una rentabilidad anual de tres mil millones de dólares. Arequipa. Obtenido de <https://www.ucsm.edu.pe/majes-siguas-ii-tiene-mas-38-mil-500-hectareas-y-generaria-una-rentabilidad-anual-de-tres-mil-millones-de-dolares/>
- Paredes, A. (2017). Sistemas Solares de Concentración en Redes de Climatización. *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía*, 11.
- Pecomark. (17 de Enero de 2018). *pecomark.com*. Obtenido de <https://www.pecomark.com/es/catalogos>
- Photovoltaic Geographical Information System. (01 de Setiembre de 2019). *European Commission*. Obtenido de https://re.jrc.ec.europa.eu/pvg_tools/es/tools.html
- Planas, O. (12 de Setiembre de 2019). *Energía Solar*. Obtenido de <https://solar-energia.net/energia-solar-termica>
- Promperú. (16 de Julio de 2019). *Promperú*. Obtenido de <https://www.promperu.gob.pe/>
- Romero, J. A., Carbonell, T., & Quevedo, V. F. (2016). Simulación de un sistema de refrigeración solar por absorción. *Ingeniería Energética*, XXXVII(2), 84-93. Obtenido de <http://scielo.sld.cu/pdf/rie/v37n2/rie09216.pdf>
- Romero, J. M. (12 de Setiembre de 2020). *Ingeniería JMR*. Obtenido de <https://ingenieriajmr.files.wordpress.com/2013/05/absorcic3b3n.png>
- Rubio, J. (12 de Setiembre de 2018). *Mundohvacr*. Obtenido de <https://www.mundohvacr.com.mx/2008/09/ciclos-de-refrigeracion-por-absorcion/>

- Senasa. (2015). *Manuales de Procedimiento, Protocolo y Planes de Trabajo*. Obtenido de <http://www.senasa.gob.pe/senasa/manuales-de-procedimiento-protocolo-y-planes-de-trabajo/>
- Stoecker, W. (2016). *Refrigeración y Acondicionamiento de aire*. México: McGraw- Hill.
- Suarez, A. (12 de Julio de 2020). *Agrícola Pampa Baja S.A.C*. Obtenido de <http://www.pampabaja.com/>
- Umaña, E. (17 de Noviembre de 2019). *Conservación de alimentos por frío*.
- Unifrutti. (2018). *unifrutti.com*. Obtenido de <http://www.unifrutti.com/productos/uvas/embalaje-paletizaje-2/>
- Vásquez, J. L., & Jara, J. N. (2018). Cálculo de una cámara de frío para conservación de hielo, hortalizas y frutas congeladas. *Para obtener el título de Ingeniero de Ejecución en Mecánica*. Universidad del Bío-Bío, Concepcion, Chile.
- Vásquez, K. (25 de Enero de 2015). Determinantes del crecimiento agroexportador en el Perú. *Moneda*(161), 23-27. Obtenido de <http://www.bcrp.gob.pe/publicaciones/revista-monedas/revista-monedas-161.html>



ANEXO 1: TABLAS PARA EL CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS

Tabla 96: Datos Almacenamiento y Congelación de Productos

Producto	Temperatura		Humedad relativa (porcentaje)	Vida aproximada de almacenamiento	Punto de congelación más alto.		Contenido de agua (porcentaje)	Calor específico (Btu/lb. °F)
	°C	°F			°C	°F		
Manzanas	-1.4	30-40	90-95	1-12 meses	-1.5	29.3	84.1	0.87
Albaricoques	-0.5-0	31-32	90-95	1-3 semanas	-1.0	30.1	85.4	.88
Aguacates	4.4-13	40-55	85-90	2-8 semanas	-.3	31.5	76.0	.81
Bananos verdes	13-14	56-58	90-95	(²)	-.7	30.6	75.7	.81
Bayas, (polidrupas)								
Moras, zarzamoras	-0.5-0	31-32	90-95	2-3 días	-.7	30.5	84.8	.88
Vaccínios	-0.5-0	31-32	90-95	2 semanas	-1.2	29.7	83.2	.86
Arándanos agrios	-2.4	36-40	90-95	2-4 meses	-.8	30.4	87.4	.90
Grosellas	-0.5-0	31-32	90-95	1-4 semanas	-1.2	29.7	84.5	.88
Zarzas	-0.5-0	31-32	90-95	2-3 días	-1.2	29.7	84.5	.88
Bayas de saúco	-0.5-0	31-32	90-95	1-2 semanas	-	-	79.8	.84
Grosellas silvestres	-0.5-0	31-32	90-95	3-4 semanas	-1.0	30.0	88.9	.91
Frambuesas	-0.5-0	31-32	90-95	2-3 días	-1.2	29.7	83.0	.86
norteamericanas								
Frambuesas, sangüesas	-0.5-0	31-32	90-95	2-3 días	-1.0	30.0	82.5	.86
Fresas	0	32	90-95	5-7 días	-.7	30.6	89.9	.92
Carambolas	9-10	48-50	85-90	3-4 semanas	-	-	90.4	.92
Cerezos agrios	0	32	90-95	3-7 días	-1.7	29.0	83.7	.87
Cerezos dulces	-1 a -0.5	30-31	90-95	2-3 semanas	-1.8	28.8	80.4	.84
Cocos	0-1.5	32-35	80-85	1-2 meses	-.9	30.4	46.9	.58
Dátiles	4-18 o 0	0 ó 32	75	6-12 meses ⁴	-15.7	3.7	22.5	.38
Higos frescos	-0.5-0	31-32	85-90	7-10 días	-2.4	27.6	78.0	.82
Toronjas (pomelos) de Calif. y de Arizona	14-15.5	58-60	85-90	6-8 semanas	-	-	87.5	.90
Toronjas de Florida y de Texas	10-15	50-60	85-90	6-8 semanas	-1.0	30.0	89.1	.91
Uvas, Vinifera	-1 a -0.5	30-31	90-95	1-6 meses ⁴	-2.1	28.1	81.6	.85
Uvas, American	-0.5-0	31-32	85	2-8 semanas	-1.2	29.7	81.9	.86
Guayabas	5-10	41-50	90	2-3 semanas	-	-	83.0	.86
Frutas Kiwi	-0.5-0	31-32	90-95	3-5 meses	-1.6	29.0	82.0	.86
Limonos	(²)		85-90	1-6 meses ⁵	-1.4	29.4	87.4	.90
Limas	9-10	48-50	85-90	6-8 semanas	-1.6	29.1	89.3	.91
Nisperos del Japón	0	32	90	3 semanas	-	-	86.5	.89
"Lychees"	1.5	35	90-95	3-5 semanas	-	-	81.9	.86
Mangos	5 ¹³	55	85-90	2-3 semanas	-.9	30.3	81.7	.85
Neectarinas	-0.5-0	31-32	90-95	2-4 semanas	-.9	30.4	81.8	.85
Aceitunas frescas	45-10	41-50	85-90	4-6 semanas ⁴	-1.4	29.4	80.0	.84
Naranjas de California y de Arizona	3-9	38-48	85-90	3-8 semanas	-1.2	29.7	85.5	.88
Naranjas de Florida y de Texas	0-1	32-34	85-90	8-12 semanas	-.7	30.6	86.4	.89
Papayas	7	45	85-90	1-3 semanas	-.9	30.4	88.7	.91
Granadillas	7-10	45-50	85-90	3-5 semanas	-	-	75.1	.80
Duraznos	-0.5-0	31-32	90-95	2-4 semanas	-.9	30.3	89.1	.91
Peras	-1.5 a -0.5	29-31	90-95	2-7 meses ⁴	-1.5	29.2	83.2	.87
Placamineros	-1	30	90	3-4 meses	-2.1	28.1	78.2	.83
Piñas	5 ⁷⁻¹³	45-55	85-90	2-4 semanas ⁴	-1.1	30.0	85.3	.88
Ciruelas, ciruelas pasas	-0.5-0	31-32	90-95	2-5 semanas ⁴	-.8	30.5	86.6	.89
Granadas	5	41	90-95	2-3 meses	-3.0	26.6	82.3	.86
Membrillos	-0.5-0	31-32	90	2-3 meses	-2.0	28.4	83.8	.87
Tangerinas, mandarinas y cítricos alines	4	40	90-95	2-4 semanas	-1.0	30.1	87.3	.90

Fuente: Hardenburg, Watada, & Wang (2018)

Tabla 97: Temperaturas de Almacenamiento de Alimentos

ALIMENTOS	TEMP (°F)	HUMD RELT (%)	VIDA ALMACEN (días)	CLI MAC TERIO	DENSIDAD PALETIZADO Kg/m ³	DENSIDAD AL GRANEL KG/m ³
ACEITE VEGETAL	70	—	365	—	—	—
ACEITUNA	45-50	85-90	28-42	—	—	—
ACHICORIA (ENVÍDIA)	32	90-95	24	—	300-380	450
AGUACATE	45-55	85-90	14-28	S	300-350	500-550
AGUATURMA, ALCACHOFA						
JERUSALEM	31-32	90-95	60-150	—	300-380	450
AJO SECO	32	65-70	180-210	—	320-400	550
ALBARICOQUE	31-32	90-95	7-14	—	300-350	550-600
ALCACHOFA	31-32	90-95	7-14	—	170-230	—
ALCACHOFA TUBEROSA, CHINA	32	90-95	7-14	—	300-380	450
ALFALFA-HARINA	0-10	70-75	365	—	—	—
ALIMENTO ENLATADO	32-60	70	365	—	—	—
ALIMENTOS SECOS	32-70	—	180	—	—	—
APIO	32	90-95	90-120	—	—	—
APIO ESPAÑA, CELERY	32	90-95	60-90	N	100-150	200
APIO NABO	32	90-95	90-120	—	300-350	525
ARÁNDANO-AMERICANO	36-40	90-95	60-120	N	300-350	600
ARÁNDANO-AZUL/MIRTILO	31-32	90-95	10-14	S	250-350	580
ARÁNDANO-ROJO	32	90-95	21-28	—	300-350	600
ARTOCARPA, JAQUEIRA	55	90-95	7-21	—	200-300	550
AVES CONGELADAS, EVISCERADAS	-20—0	90-95	240-365	—	—	—
AVES FRESCAS	38-50	90	—	—	—	—
BANANA CAVENDISH MADURA	54-57	85-90	11	S	320-350	—
BANANA CAVENDISH/ ENANA/G/ENANA VERDE	54-57	85-90	21-28	S	320-350	—
BANANA GROS MICHEL	54.5	85-90	10-25	S	320-350	—
BANANA LACATAN MADURA	55.0	85-90	11	S	320-350	—
BANANA LACATAN VERDE	54-59	85-90	28	S	320-350	—
BANANA LATUNDAN MADURA	54-57	85-90	7	S	320-350	—
BANANA LATUNDAN VERDE	57-59	85-90	21-28	S	320-350	—
BANANA POOVAN VERDE	55.0	85-90	14-21	S	320-350	—
BATATA, BONIATO	54-61	80-90	90-180	—	300-350	—
BERENJENA	45-50	90	7	N	220-240	—
BROCOLI	32	90-95	7-14	—	150-190	300
CACAO	32-40	50-70	<365	N	—	—

Fuente: Barreiro & Sandoval (2016)

Tabla 98: Datos Termofísicos de Alimentos

DATOS TERMOFÍSICOS DE ALIMENTOS

T2: PUNTO MEDIO CONGELACIÓN QLAT: CALOR LATENTE CONGELACIÓN
Cp: CALOR ESPECÍFICO. K: CONDUCTIVIDAD TÉRMICA. 1: PRODUCTO
DESCONGELADO. 2: PRODUCTO CONGELADO.

ALIMENTOS	T ₂ °F	Q _{lat} Btu/ lb	Cp ₁ Btu/ lb/°F	Cp ₂ Btu/ lb/°F	K ₁ Btu/ hr/ft ² /°F	K ₂ Btu/ hr/ft ² /°F
ACEITE VEGETAL						
ACEITUNAS	29.40	108	0.80	0.42	0.28	1.10
ACHICORIA (ENVÍDIA)			0.96			
AGUACATE	31.50	94	0.72	0.40	0.26	0.97
AGUATURMA, ALCACHOFA JERUSALEM	27.50	114	0.84	0.44	0.28	1.15
AJO SECO	30.50	89	0.69	0.40	0.25	0.92
ALBARICOQUE	30.10	112	0.87	0.46	0.29	1.22
ALCACHOFA	29.90	120	0.87	0.45	0.29	1.20
ALCACHOFA TUBEROSA						
CHINA						
ALFALFA-HARINA	---	---	---	---	---	---
ALIMENTO ENLATADO	---	---	---	---	---	---
ALIMENTOS SECOS	---	---	---	---	---	---
APIO	30.00	122	0.88	0.45	0.29	1.22
APIO ESPAÑA, CELERY	31.10	135	0.95	0.48	0.31	1.33
APIO NABO	30.30	126	0.92	0.46	0.30	1.26
ARANDANO-AMERICANO	30.40	124	0.90	0.46	0.29	1.25
ARANDANO-AZUL/MIRTILO	29.70	118	0.86	0.45	0.29	1.22
ARANDAJO-ROJO	17-33	21-38	42-71	---	125-200	---
ARTOCARPA, JAQUEIRA						
AVES	---	---	---	0.42	0.41	1.61
CONGELADAS, EVICERADAS						
AVES FRESCAS	30.90	111	0.82	0.43	0.28	1.13
BANANA CAVENDISH MADURA	30.60	108	0.80	0.42	0.27	1.10
BANANA CAVENDISH/ ENANA/G/ENANA VERDE	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA GROS MICHEL	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA LACATAN MADURA	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA LACATAN VERDE	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA LATUNDAN MADURA	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA LATUNDAN VERDE	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BANANA POOHAN VERDE	30.60	108	0.80	0.42	0.28	1.10
BATATA, BONIATO	30.60	129	0.92	---	0.30	1.28
BERENJENA	30.60	132	0.94	0.48	0.31	1.32
BRÓCOLI	30.90	130	0.92	0.47	0.30	1.28
CACAO	---	---	---	---	---	---
CACTUS, HIGO CHUMBO			0.89			
CAFÉ-VERDE	---	14-21	0.30	0.24	0.17	0.34
CALABACÍN INVIERNO	30.30	127	0.91	---	0.17	1.26

Fuente: Barreiro & Sandoval (2016)

Tabla 99: Tasas de Respiración de Frutas en Función a la Temperatura

TASAS DE RESPIRACIÓN / ALIMENTOS ALMACENADOS (Qresp)
(WATT/TON) (X 81,9288 BTU/TON/DIA)

ALIMENTO	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C	25°C
ACEITUNAS						
ACHICORIA (ENDIVIA)	94-146	167-219	240-281	---	480-552	---
AGUACATE	---	50-100	90-240	---	240-840	---
AGUATURMA, ALCACHOFA JERUSALEM						
AJO SECO	10-29	17-40	24-54	---	52-104	---
ALBARICOQUE	10-50	25-70	60-120	---	280-365	---
ALCACHOFA	80-130	90-160	140-240	---	375-620	---
ALCACHOFA TUBEROSA						
CHINA						
APIO						
APIO ESPAÑA, CÉLERY	80-140	100-140	140-200	---	340-560	---
APIO NABO	13-30	38-50	50-77	---	107-158	---
ARANDANO-AMERICANO	8-10	10-12	15-21	---	29-49	---
ARANDANO-AZUL/MIRTILO	15-20	23-37	47-77	---	137-230	---
ARANDANO-ROJO	17-33	21-38	42-71	---	125-200	---
ARTOCARPA, JAQUEIRA						
BANANA CAVENDISH	---	---	65-130	70-130	100-350	---
MADURA			130			
BANANA CAVENDISH	---	---	40-50	55-62	85-95	---
ENANA/GIGANTE/VERDE			130			
BANANA GROS MIGUEL						
BANANA LATUDAN MADURA						
BANANA LATUDAN VERDE						
BANANA POOVAN VERDE						
CIRUELA	21-29	38-63	63-108	---	142-233	---
CIRUELA ORIENTAL						
CLEMENTINA	---	23-42	33-56	51-83	73-117	---
COCO						
COL BLANCA, REPOLLO	18-24	24-32	34-45	---	82-100	---
COL CHINA	38-50	54-75	77-100	---	150-183	---
COL DE BRUSELAS	110-150	120-170	150-220	---	430-600	---
COL DE MILAN	42-75	75-117	133-192	---	350-425	---
COL PICUDA	50-100	80-130	130-190	---	300-420	---
COL RIZADA						
COL ROJA LOMBARDA	14-20	16-22	26-36	---	72-100	---
COLIFLOR	40-73	100-120	147-193	---	273-340	---
COLINABO						
COLIRRABO						
CUNDEAMOR						
DATIL	14-26	21-38	32-56	---	70-110	---
DURAZNO, MELOCOTÓN	8-16	17-29	42-58	---	138-220	---
ESCAROLA-ENDIVIA CRESPA	15-52	12-94	94-146	---	260-364	---
ESCORZONERA	25-31	29-35	38-44	---	65-81	---
ESPÁRRAGO	50-150	60-200	110-310	190-450	292-642	---
ESPINACA	63-140	104-167	208-292	---	688-896	---
FRAMBUESA CONGELADA, ROJA O NEGRA						
FRAMBUESA NEGRA						
FRAMBUESA ROJA	42-104	83-167	146-292	---	333-708	---
FRESA	28-42	49-98	77-181	---	174-328	---
FRESA CONGELADA						
FRIJOL LIMA						
FRIJOL VERDE	60-200	100-200	---	720-1000	---	---
FRIJOL, ROJOS, NEGROS						
FRIJ.-HABICHUELAS/VAINITAS	60-200	104-292	188-438	---	625-1000	---
GRANADA	5-17	13-25	25-46	---	71-102	---
GROSELLA						
GUANÁBANA						
GUAYABA	---	---	73-177	198-344	365-542	---
GUAYABA CHILENA (FELIJA)	---	---	192-260	271-365	375-500	---
GUISANTE AZUCARADO	125-188	146-258	271-438	---	729-1020	---
GUISANTE/ARVEJA	63-115	125-188	208-281	---	434-594	---
HIGO	17-27	29-44	54-79	---	150-233	---
HIGO DESHIDRATADO						
HINOJO	36-73	52-89	99-135	---	354-552	---
HONGO CHAMPIGNON	83-166	135-250	250-396	---	688-854	---
KAWI, CAQUI	9-13	13-17	19-25	---	54-65	---
KWI	4-13	10-23	19-38	---	44-79	---
KUMOUAT	---	---	19-40	48-79	88-135	---
LECHUGA CRISPADA	67-75	68-83	91-112	---	233-283	---
LECHUGA REPOLLUDA	17-46	25-58	50-92	---	146-258	---
LIMA	---	4-10	6-17	---	23-48	---
LIMÓN AMARILLO						
LIMÓN VERDE	6-12	8-22	13-35	---	42-85	---
LITCHI, LITCO	---	29-60	46-94	---	92-188	---

LÚPULO						
MAÍZ BABY, ENANO	80-200	125-292	229-434	---	600-998	---
MAÍZ DULCE	85-146	125-208	229-354	---	708-896	---
MANDARINA	---	23-42	33-56	51-83	73-117	---
MANDARINA, TANGERINE						
MANGO	---	31-73	63-126	126-252	198-406	---
MANGO-BADAMI						
MANGO-CARABAO						
MANGO-PICO						
MANGO-RASPURI						
MANGOSTÁN						
MANZANA						
MELÓN-CANTALOUPE	7-14	14-40	46-67	77-117	130-177	---
MELÓN-CASABA	14-18	18-35	28-56	---	88-166	---
MELÓN-HONEYDEW, HONEY BALL						
MELÓN MALLA						
MELÓN-PERSIAN						
MELÓN-SANDÍA-PATILLA						
MEMBRILLO						
NABO	21-31	25-40	33-54	---	60-98	---
NARANJA AGRIA, CAJERA	---	10-23	19-40	33-60	54-88	---
NARANJA CHINA						
NARANJA DULCE	6-15	10-23	19-40	---	54-85	---
NISPERO, ZAPOTE	29-46	42-69	63-100	---	142-204	---
NUEZ						
NUEZ MOSCADA						
O-ÑAME						
OCUMO, MALANGA, TARO	---	---	25-38	38-58	54-83	75-117
PAK CHOY						
PAPA INMADURA						
PAPA MADURA	11-28	13-21	16-23	20-34	23-50	---
PAPAYA, LECHOZA	---	8-16	21-33	38-58	67-125	---
PARCHITA-MARACUYÁ	---	31-62	104-177	188-323	292-510	---
PEPINO	---	---	42-60	100-133	142-171	---
PERA	8-17	17-38	33-71	---	100-71	---
PEREJIL						
PIMIENTA						
PIMIENTA DE JAMAICA						
PIMIENTA INGLESA						
PIMIENTO DULCE/AJÍ/PAPRIKA	---	33-58	75-108	142-200	258-342	---
PIÑA MADURA						
PIÑA VERDE	---	4-8	13-17	29-46	58-96	92-158
PLANTAS PARA SIEMBRA/TIERNIA						
PLÁTANO VERDE						
POMELO, GRAPEFRUIT	---	8-17	15-30	23-48	33-71	---
PUERRO, AJO PORRO	25-51	51-88	88-143	---	18-291	---
QUIMBOMBÓN	---	125-167	188-250	354-434	667-792	---



PIMIENTA DE JAMAICA						
PIMIENTA INGLESA						
PIMIENTO DULCE/AJÍ/PAPRIKA	---	33-58	75-108	142-200	258-342	---
PIÑA MADURA						
PIÑA VERDE	---	4-8	13-17	29-46	58-96	92-158
PLANTAS PARA SIEMBRA/TIERNAS						
PLÁTANO VERDE						
POMELO, GRAPEFRUIT	---	8-17	15-30	23-48	33-71	---
PUERRO, AJO PORRO	25-51	51-88	88-143	---	18-291	---
QUIMBOMBÓN	---	125-167	188-250	354-434	667-792	---
RÁBANO BLANCO	17-25	25-38	38-71	---	92-171	---
RÁBANO NEGRO	10-20	17-30	40-57	96-123	167-223	---
RÁBANO PICANTE	---	73-115	115-167	156-260	225-375	---
RÁBANO SILVESTRE						
RÁBANO, CON HOJAS	29-29	104-146	229-292	---	604-688	---
RÁBANO, SIN HOJAS	8-8	21-25	63-83	---	239-292	---
REMOLACHA	13-33	29-52	43-69	---	52-100	---
REMOLACHA EN MANOJO						
RUIBARBO, RAPONTICO	67-75	83-130	117-175	---	208-408	---
SALSIFI						
SATSUMA, CLEMENTINA	---	23-42	33-56	51-83	73-117	---
SEMILLA (VEGETAL)						
TOMATE DE ÁRBOL, PERITA	---	29-58	46-88	67-129	100-188	---
TOMATE MADURO, PINTÓN						
TOMATE VERDE	---	18-26	31-44	50-83	76-120	---
TORONJA						
UVA	4-7	8-23	17-35	---	46-73	67-102
UVA AMERICANA						
UVA ESPINA						
UVILLA	---	---	16-38	38-64	66-112	---
YUCA	8-33	17-46	29-71	---	67-142	96-188
ZANAHORIA-INMADURA						
ZANAHORIA-MADURA	20-27	33-46	50-73	---	123-150	---
ZARZAMORA						
ZARZAMORA-LOGAN						

Fuente: Barreiro & Sandoval (2016)

Tabla 100: Selección Espesor de Corcho

Temperatura de la Cámara °F	Espesor de Corcho Requerido
-45 a -15	10"
-15 a 0	8"
0 a 15	7"
15 a 25	6"
25 a 35	5"
35 a 50	4"
50 a 60	3"

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 101: Factores de Ganancia por Paredes

ESPESOR DE CORCHO [pulg]	(Te - Ti)°F																	
	1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
3	2,40	96	108	120	132	144	156	168	180	192	204	216	228	240	252	264	276	288
4	1,80	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
5	1,44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	153	166	179
6	1,20	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	133	134
7	1,03	41	46	52	57	62	67	72	77	82	88	93	98	103	108	113	118	123
8	0,90	36	41	45	50	54	58	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	109
9	0,80	32	36	40	44	48	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	92	96
10	0,72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	82	85
11	0,66	26	30	33	36	40	43	46	50	53	56	60	63	66	68	73	78	83
12	0,60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
13	0,55	22	25	28	30	33	36	39	41	44	47	50	52	55	58	61	64	67
14	0,51	20	23	26	28	31	33	36	38	41	43	46	49	51	54	56	58	60
15	0,48	19	22	24	26	29	31	34	36	38	41	43	46	48	51	51	56	58

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 102: Cambio de Aire para Temperaturas Mayores de 32°F

volumen(pies ³)	Cambios(día)
200	44,0
250	38,0
300	29,5
400	26,0
500	23,0
600	20,0
800	17,5
1000	14,0
1500	12,0
2000	9,5
3000	8,2
4000	7,2
6000	6,5
8000	5,5
10000	4,9
15000	3,9
20000	3,5
25000	3,0
30000	2,7
40000	2,3
50000	2,0
75000	1,6
100000	1,4

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 103: Cambio de Aire para Temperaturas Menores de 32°F

<i>volumen(pies³)</i>	<i>Cambios(día)</i>
200	33,5
250	29,0
300	26,2
400	22,5
500	20,0
600	18,0
800	15,3
1000	13,5
1500	11,0
2000	9,3
3000	7,4
4000	6,3
6000	5,8
8000	5,0
10000	4,3
15000	3,8
20000	3,0
25000	2,8
30000	2,3
40000	2,1
50000	1,8

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 104: Calor Introducido a la Cámara ($\frac{BTU}{pie^3}$)

Temperatura a Cámara °F	Te (°F) (Temperatura Exterior)							
	85		90		95		100	
	Humedad relativa							
	50	60	50	60	50	60	50	60
65	0,35	0,85	0,90	1,17	1,24	1,54	1,58	1,95
60	0,85	1,03	1,13	1,37	1,44	1,74	1,78	2,15
55	1,12	1,34	1,41	1,66	1,72	2,01	2,06	2,44
50	1,32	1,54	1,62	1,87	1,93	2,22	2,28	2,65
45	1,50	1,73	1,80	2,06	2,12	2,42	2,47	2,83
40	1,69	1,92	2,00	2,26	2,31	2,62	2,67	3,05
35	1,86	2,09	2,17	2,43	2,49	2,70	2,85	3,24
30	2,00	2,24	2,25	2,51	2,64	2,94	2,95	3,55
Temperatura a Cámara °F	Te (°F) (Temperatura Exterior)							
	40		50		90		100	
	Humedad relativa							
	70	80	70	80	50	60	50	60
30	0,24	0,29	0,58	0,66	2,26	2,53	2,95	3,35
25	0,41	0,45	0,75	0,83	2,44	2,71	3,14	3,54
20	0,56	0,61	0,91	0,99	2,62	2,90	3,33	3,73
15	0,71	0,75	1,06	1,14	2,80	3,07	3,51	3,92
10	0,85	0,89	1,19	1,27	2,93	3,20	3,64	4,04
5	0,98	1,03	1,34	1,42	3,12	3,40	3,84	4,17
0	1,12	1,17	1,48	1,56	3,28	3,56	4,01	4,40
-5	1,23	1,28	1,59	1,67	2,41	3,69	4,15	4,57
-10	1,35	1,41	1,73	1,81	3,56	3,85	4,31	4,74
-15	1,50	1,53	1,85	1,92	3,67	3,96	4,42	4,86
-20	1,63	1,68	2,01	2,09	3,88	4,18	4,66	5,10
-25	1,77	1,80	2,12	2,21	4,00	4,30	4,78	5,21
-30	1,90	1,95	2,29	2,38	4,21	4,51	4,90	5,14

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 105: Tiempos de Enfriamiento y Factores de Ritmo de Enfriamiento

Producto	t_e (hrs)	f
Manzanas	24	0,67
Plátanos	12	0,10
Fresas	24	0,67
Dátiles	24	1,00
Uvas	20	0,80
Toronjas	22	0,70
Limonos	22	1,00
Limas	20	0,90
Naranjas	22	0,70
Duraznos	24	0,62
Peras	24	0,80
Piñas	3	0,67
Ciruelas	20	0,67
Membrillos	24	0,67

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 106: Propiedades de Algunos Envases

Nombre	Densidad ($\frac{lb}{pie^3}$)	Calor específico ($\frac{BTU}{lb^{\circ}F}$)
Acero	480	0,120
Aluminio	167	0,226
Bakelita	86	0,350
Bronce	505	0,104
Cobre	552	0,090
Concreto	122	0,156
Corcho	15	0,490
Fierro	450	0,110
Hielo	56	0,500
Jebe	94	0,480
Ladrillo	120	0,200
Madera	25-45	0,57-0,67
Níquel	555	0,103
Oro	1200	0,030
Papel	58	0,324
Parafina	56	0,693
Plata	655	0,060
Vidrio	160	0,16-0,20
Zinc	443	0,09

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 107: Calor Liberado por Personas

Temperatura de la Cámara (°F)	Calor Liberado
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400
-20	1530
-30	1640

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 108: Tiempo de Enfriamiento para Hidrocooler de Productos

Commodity	Commodity Size	Commodity Container	Half-Cooling Time, min.
Artichoke		None (completely exposed)	8
		Crate, lid off, paper liner	12
Asparagus	Medium	Completely exposed	1.1
		Lidded pyramid crate, spears upright	2.2
Broccoli		Completely exposed	2.1
		Crate with paper liner, lid off	2.2
		Crate without liner, lid off	3.1
Brussels sprouts		Completely exposed	4.4
		Carton, lid open	4.8
		Jumble stack (9 in. deep)	6.0
Cabbage		Completely exposed	69
		Carton, lid open	81
		Jumble stack (four layers)	81
Carrots, topped	Large	Completely exposed	3.2
		50 lb mesh bag	4.4
Cauliflower, trimmed		Completely exposed	7.2
Celery	2 Dozen	Completely exposed	5.8
		Crate, lidded, paper liner	9.1
Sweet corn, in husks	5 Dozen	Completely exposed	20
		Wirebound corn crate, lidded	28
Peas, in pod		Completely exposed (flood)	1.9
		1 bushel basket, lid off (flood)	2.8
Potatoes		1 bushel basket, lidded (submersion)	3.5
		Completely exposed	11
Radishes		Jumble stack (five layers, 9 in. deep)	11
		Completely exposed	1.1
		Crate, lid off, three layers of bunches, 9 in. deep	1.9
topped		Carton, lid open, three layers of bunches, 9 in. deep	1.4
		Completely exposed	1.6
Tomatoes		Jumble stack (9 in. deep)	2.2
		Completely exposed	10
		Jumble stack, five layers, 10 in. deep	11

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 109: Calor Específico de Algunos Productos

Mercancía	Condiciones de Almacenamiento			Punto de Congelación más alto °F	Calor Específico Arriba del punto de congelación BTU/Lb/°F	Calor Específico Abajo del punto de congelación BTU/Lb/°F	Calor Latente de Fusión BTU/Lb	Densidad Aprox. de la Carga del Producto Lb/pe ³
	Temp. Almacenamiento °F	Humedad Relativa %	Vida* Aprox. de Almacenamiento					
Manzanas	30-40	90	3-8 meses	29.3	0.87	0.45	121	28
Espárragos	32-36	95	2-3 semanas	30.9	0.94	0.48	134	25
Aguaates	45-55	85-	2-4 semanas	31.5	0.72	0.40	94	19
Plátanos	55-65	85-95	-	30.6	0.80	0.42	108	-
Habas	-	-	-	30.1	0.73	0.40	40	-
Secas	-	-	-	-	0.30	0.24	-	-
Frijol verde(ejote)	40-45	90-95	7-10 días	30.7	0.91	0.47	128	14
Lima	32-40	90	1 semana	31.0	0.73	0.40	94	-
Cerveza barril	35-40	-	3-8 semanas	28.0	0.92	-	129	-
Botellas, latas	35-40	65 o abajo	3-6 meses	28.0	0.92	-	129	-
Remolacha, residuos	32	95-100	4-6 meses	30.1	0.90	0.46	126	23
Zarzamora	31-32	95	3 días	30.5	0.88	0.46	122	19
Pan	-	-	1-3 meses	16 a 20	0.70	0.34	46-53	-
Masa	35-40	85-90	3-72 horas	-	0.75	-	-	-
Brocóli brotado	32	95	10-14 días	29.0	0.92	0.47	130	13
Coles brotando	32	95	3-5 semanas	30.5	0.88	0.46	122	-
Col(Col mariposa)	32	95-100	3-4 meses	30.4	0.94	0.47	132	17
Zanahoria madura	32	98-100	5-9 meses	29.5	0.90	0.46	126	22
Coliflor	32	95	2-4 semanas	29.0	0.93	0.47	132	16
Apio	32	95	1-2 meses	31.1	0.95	0.48	135	30
Cereza agria	31-32	90-95	3-7 días	29.0	0.87	-	120	18
Dulce	30-31	90-95	2-3 semanas	28.8	0.84	-	-	-
Chocolate	50-65	40-50	2-3 meses	95-85	0.30	0.55	40	-
Cocoa	32-40	50-70	1 año, más	-	-	-	-	-
Coco	32-35	80-85	1-2 meses	30.4	0.58	0.34	67	-
Café verde	35-37	80-85	2-4 meses	-	0.30	0.24	14-21	-
Maiz dulce(fresco)	32	95	4-8 días	30.9	0.79	0.42	106	16
Elotes	-	-	-	28.9	0.79	0.42	106	-
Pepino	50-55	90-95	10-14 días	31.1	0.97	0.49	137	20
Pasas,grosella	31-32	91-95	10-14 días	30.2	0.88	0.45	120	-
Productos lácteos								
Queso chedar	40	65-70	6 meses	8.0	0.50	0.31	53	40
Queso procesado	40	65-70	12 meses	19.0	0.50	0.31	56	40
Mantequilla	40	75-85	1 mes	-4a31	0.50	0.25	23	-
Crema	35-40	-	2-3 semanas	31.0	0.66-0.80	0.36-0.42	79-107	-
Helado	-20 a -15	-	3-12 meses	21.0	0.66-0.70	0.37-0.39	86	25
Leche entera líquida								
Pasteurizada grado A	32-34	-	2-4 meses	31.0	0.3	0.46	125	-
Condensada, endulzada	40	-	1 5 meses	5.0	0.42	0.28	40	-
Evaporada	40	-	2 4 meses	29.5	0.79	0.42	106	-
Dátil secado	0 ó 32	75 o menos	6-12 meses	3.7	0.36	0.26	29	24
Zarzamora	31-32	90-95	3 días	27.0	0.88	-	-	-
Fruitas secas	32	50-60	9-12 meses	-	0.31-0.41	0.26	20-37	45
Berenjena	45-50	90-95	7-10 días	30.6	0.94	0.48	132	-
Huevo	20-31	80-85	5-6 meses	28.0	0.73	0.40	96	19
Refrigerado en cultivo	50-55	70-75	2-3 semanas	28.0	0.73	0.40	96	19
Congelado entero	0 ó abajo	-	un año, más	28.0	0.73	0.42	106	41
Higo seco	32-40	50-60	9-12 meses	-	0.39	0.27	34	45
Frésco	31-32	85-90	7-10 días	27.6	0.82	0.43	112	21
Pescado fresco	30-35	90-95	5-15 días	28.0	0.70-0.86	0.38-0.45	89-122	-
Pescado congelado	-20 a -4	90-95	6-12 meses	28	0.76	0.41	101	-
En hielo	-	-	-	-	0.76	0.41	101	-
Abadejo, bacalao	30-35	90-95	15 días	28	0.82	0.43	112	35
Salmón	30-35	90-95	15 días	28	0.71	0.39	92	33
Ahumado	40-50	50-60	6-8 meses	-	0.70	0.39	92	-
Camarón	31-34	95-100	12-14 días	28	0.86	0.45	119	-
Cangrejos, langostas, maizos frescos	30-33	86-95	3-7 días	28.0	0.83-0.90	0.44-0.46	113-125	-
Aluñ	30-35	90-95	15 días	28	0.76	0.41	100	35
Forro de piel y tejidos	34-40	45-55	varios años	-	-	-	-	-
Ajo seco	32	65-70	6-7 meses	30.5	0.69	0.40	89	-
Grosella espinosa	31-32	90-95	2-4 semanas	30.0	0.90	0.46	126	19
Toronja	50-60	85-90	4-6 semanas	30.0	0.91	0.46	126	30
Uva tipo americana	31-32	85-90	2-8 semanas	29.7	0.86	0.44	116	29
Tipo europea	30-31	90-95	3-6 meses	28.1	0.86	0.44	116	29
Verdes frondosas	32	95	10-14 días	30.0	0.91	0.48	136	32
Guayaba	45-50	90	2-3 semanas	-	0.86	-	-	-
Miel	38-50	50-60	un año, más	-	0.35	0.26	26	-
Rábano	30-32	95-100	10-12 meses	28.7	0.78	0.42	104	-
Col rizada	32	95	3-4 meses	31.1	0.89	0.46	124	-
Colnabo	32	95	2-4 semanas	30.2	0.92	0.47	128	-
Puerro verde	32	95	1-3 meses	30.7	0.88	0.46	126	-
Limonos	32 ó 50-58	85-90	1-6 meses	29.4	0.91	0.46	127	33
Lechuga	32-34	95-100	2-3 semanas	31.7	0.96	0.48	136	35
Limas	48-50	85-90	6-8 semanas	29.1	0.89	0.46	122	32

Mercancia	Condiciones de Almacenamiento			Punto de congelación Más alto *F	Cabr Especifico Arriba del punto de congelación BTU/Lb / °F	Cabr Especifico Abajo del punto de congelación BTU/Lb / °F	Cabr Latente de Fusión BTU/Lb	Densidad Aprox. de la Carga del producto Lb/ pie ³
	Temp. Almacenamiento *F	Humedad Relativa %	Vida* Aprox. de Almacenamiento					
Jarabe de Maple	75-80	60-65	1 año, más	-	0.24	0.21	7	-
Mangos	55	85-90	2-3 semanas	303	0.85	0.44	117	-
Carne								
Tocino curado estilo granja	60-65	85	4-6 meses	-	0.30-0.43	0.24-0.29	18-41	57
Carne de res	32-34	82-92	1-6 semanas	28-29	0.70-0.84	0.38-0.43	89-110	-
Jamones de pinya y especia	32-34	85-90	7-12 días	28-29	0.58-0.63	0.34-0.36	67-77	37
Curado	60-65	50-60	0-3 años	-	0.52-0.56	0.32-0.33	57-64	-
Cordero fresco	32-34	85-90	5-12 días	28-29	0.68-0.76	0.38-0.51	86-100	-
Higado congelado	-10-0	90-95	3-4 meses	-	-	0.41	100	-
Cerdo fresco	32-34	85-90	3-7 días	28-29	0.46-0.55	0.30-0.33	46-63	-
Embutido ahumado	40-45	85-90	6 meses	-	0.68	0.38	86	-
Fresco	32	85-90	1-2 semanas	260	0.89	0.56	93	-
Chuleta de ternera fresca	32-34	90-95	5-10 días	28-29	0.71-0.76	0.39-0.41	92-100	-
Molón carilutupo	36-40	90-95	5-15 días	29.9	0.93	0.48	132	25
Molón dulce	45-50	90-95	3-4 semanas	303	0.94	0.48	132	24
Sardía	40-50	80-90	2-3 semanas	313	0.97	0.48	132	27
Hongos, champión	32	90	3-4 días	30.4	0.93	0.47	130	-
Leche	34-40	-	7 días	31	0.93	0.49	124	64
Nectarinas	31-32	90	2-4 semanas	304	0.90	0.49	119	-
Nueces secas	32-50	65-75	8-12 meses	-	0.22-0.25	0.21-0.22	4-8	25
Margarina	35	60-70	1 año, más	-	0.38	.25	22	-
Aceituna fresca	45-50	85-90	4-6 semanas	29.4	0.80	0.42	108	-
Cebolla, Cebolla estibada	32	65-70	1-8 meses	306	0.90	0.46	124	-
Verde	32	95	3-4 semanas	304	0.91	-	-	22
Naranjas	32-48	85-90	3-12 semanas	306	0.90	0.46	724	34
Jugo de naranja	30-35	-	3-6 semanas	-	0.91	0.47	128	-
Papayas	45	85-90	1-3 semanas	30.4	0.82	0.47	130	-
Perejil	32	95	1-2 meses	30.0	0.88	0.45	122	-
Duraznos y nectarines	31-32	90	2-4 semanas	30.3	0.90	0.46	124	33
Peras	29-31	90-95	2-7 meses	29.2	0.86	0.45	118	47
Pimiento dulce	45-50	91-95	2-3 semanas	30.7	0.94	0.47	132	41
Pimientos, Chila seco	32-50	60-70	6 meses	-	0.30	0.24	17	-
Piñas maduras	45	85-90	2-4 semanas	30.0	0.88	0.45	122	25
Oruebs, incluye druelta pasa	31-32	90-95	2-4 semanas	30.5	0.88	0.45	118	22
Ganada	32	90	2-4 semanas	26.6	0.87	0.48	112	-
Semilla vegetal	32-50	50-65	10-12 meses	-	0.29	0.23	16	-
Miiz palmero	32-40	85	4-6 meses	-	0.31	0.24	19	-
Papás cosecha reciente	50-55	90	0-2 meses	30.9	0.85	0.44	116	42
Cosecha anterior	38-50	90	5-8 meses	30.9	0.82	0.43	111	-
Aves pollo fresco	32	85-90	1 semana	27.0	0.79	0.42	106	38
Aves congeladas	-10-0	90-95	12 meses	27.0	0.79	0.37	106	-
Ganso fresco	32	85-90	1 semana	27.0	0.57	0.34	67	-
Pavo fresco	32	85-90	1 semana	27.0	0.64	0.37	79	25
Calabaza	50-55	70-75	2-3 meses	30.5	0.92	0.47	130	-
Membrillo	31-32	90	2-3 meses	28.4	0.88	0.45	122	-
Rábano preempacado	32	95	3-4 semanas	30.7	0.95	0.48	134	-
Pasas secas	40	60-70	9-12 meses	-	0.47	0.32	43	45
Conejo fresco	32-34	90-95	1-5 días	-	0.74	0.40	98	22
Frambuesa negra	31-32	90-95	2-3 días	30.0	0.84	0.44	122	-
Frambuesa roja	31-32	90-95	2-3 días	30.9	0.87	0.45	121	-
Collinabo, rabo sueco	32	98-100	4-6 meses	30.1	0.91	0.47	127	-
Sabifi	32	98-100	2-4 meses	30.0	0.83	0.44	113	-
Espinacas	32	95	10-14 días	31.5	0.94	0.48	132	31
Calabaza de verano	32-50	85-95	5-14 días	31.1	0.95	0.48	135	-
Calabaza de invierno	50-55	70-75	4-6 meses	30.3	0.91	0.48	127	-
Fresas frescas	31-32	90-95	5-7 días	30.6	0.92	0.42	129	40
Azúcar, Maple	75-80	60-65	1 año, más	-	0.24	0.21	7	-
Papás dulces	55-60	85-90	4-7 meses	29.7	0.75	0.40	97	25
Ahnibar, Maple	31	60-70	1 año, más	-	0.48	0.31	51	-
Mandarinas	32-38	85-90	2-4 semanas	30.1	0.90	0.46	125	-
Tabaco, Ogarillos	35-46	50-55	6 meses	25.0	-	-	-	-
Ogaros	35-50	60-65	2 meses	25.0	-	-	-	-
Tomates, verde maduro	55-70	85-90	1-3 semanas	31.0	0.95	0.48	134	25
Tomate firme maduro	45-50	85-90	4-7 días	31.1	0.94	0.48	134	21
Nabos raíces	32	95	4-5 meses	30.1	0.93	0.47	130	-
Verduras mixtas	32-40	90-95	1-4 semanas	30.0	0.90	0.45	130	25
Camotes	60	85-90	3-6 meses	28.5	0.79	0.40	105	-
Levadura comprimida de panadería	31-32	-	-	-	0.77	0.41	102	-

Fuente: Bohn (2017)

Tabla 110: Calor Específico de Algunos Productos

Humedad Relativa %	TD (°F)	
	Convección Natural	Convección Forzada
95-91	12-14	8-10
90-96	14-16	10-12
85-81	16-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Fuente: American Society of Heating (2019)

Tabla 111: Watts por metro cuadrado y factores de demanda para acometidas y alimentadores para predios según tipo de actividad

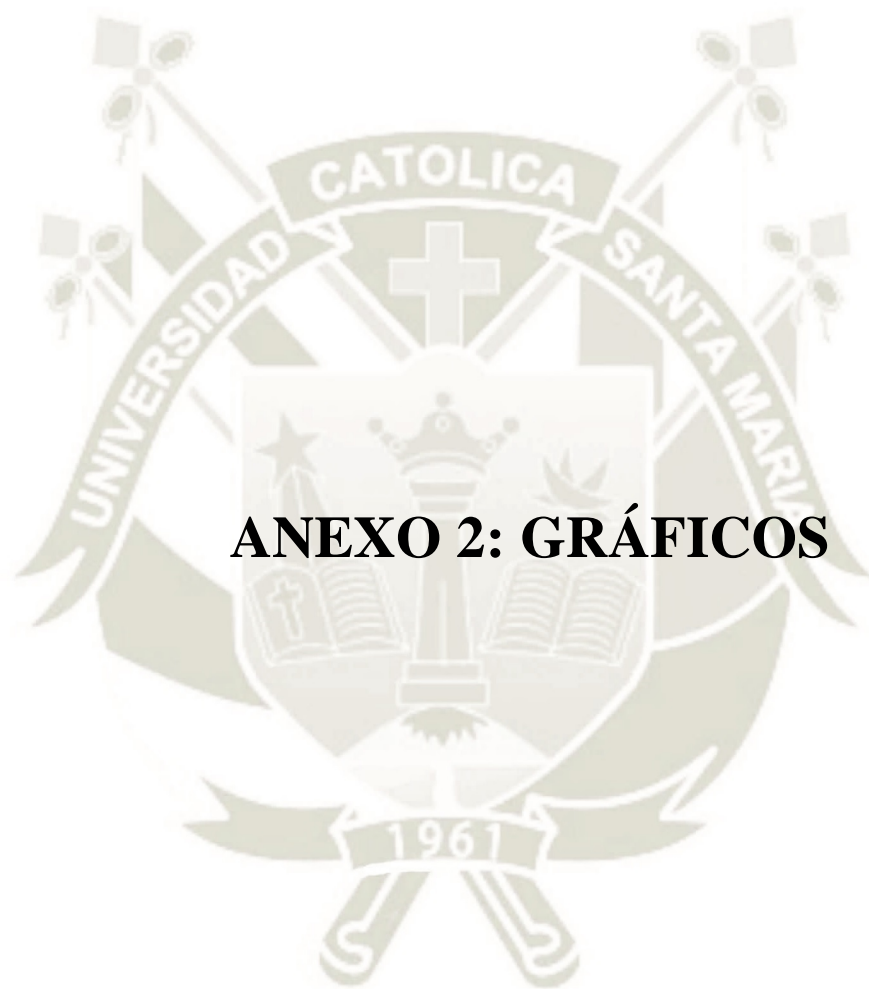
Tipo de actividad	Watts por metro cuadrado	Factor de demanda %	
		Conductores de acometida	Alimentadores
Bodegas, Restaurantes,	30	100	100
Oficina :			
• Primeros 930 m ²	50	90	100
• Sobre 930 m ²	50	70	90
Industrial, Comercial	25	100	100
Iglesias	10	100	100
Garajes	10	100	100
Edificios de Almacenaje	5	70	90
Teatros	30	75	95
Auditorios	10	80	100
Bancos	25	100	100
Barberías y Salones de Belleza,	30	90	100
Clubes	20	80	100
Cortes de Justicia	20	100	100
Hospedajes	15	80	100
Viviendas	25	100	100

Fuente: Ministerio de Energía y Minas (2018)

Tabla 112: Propiedades del Agua Saturada (Líquido – Vapor)

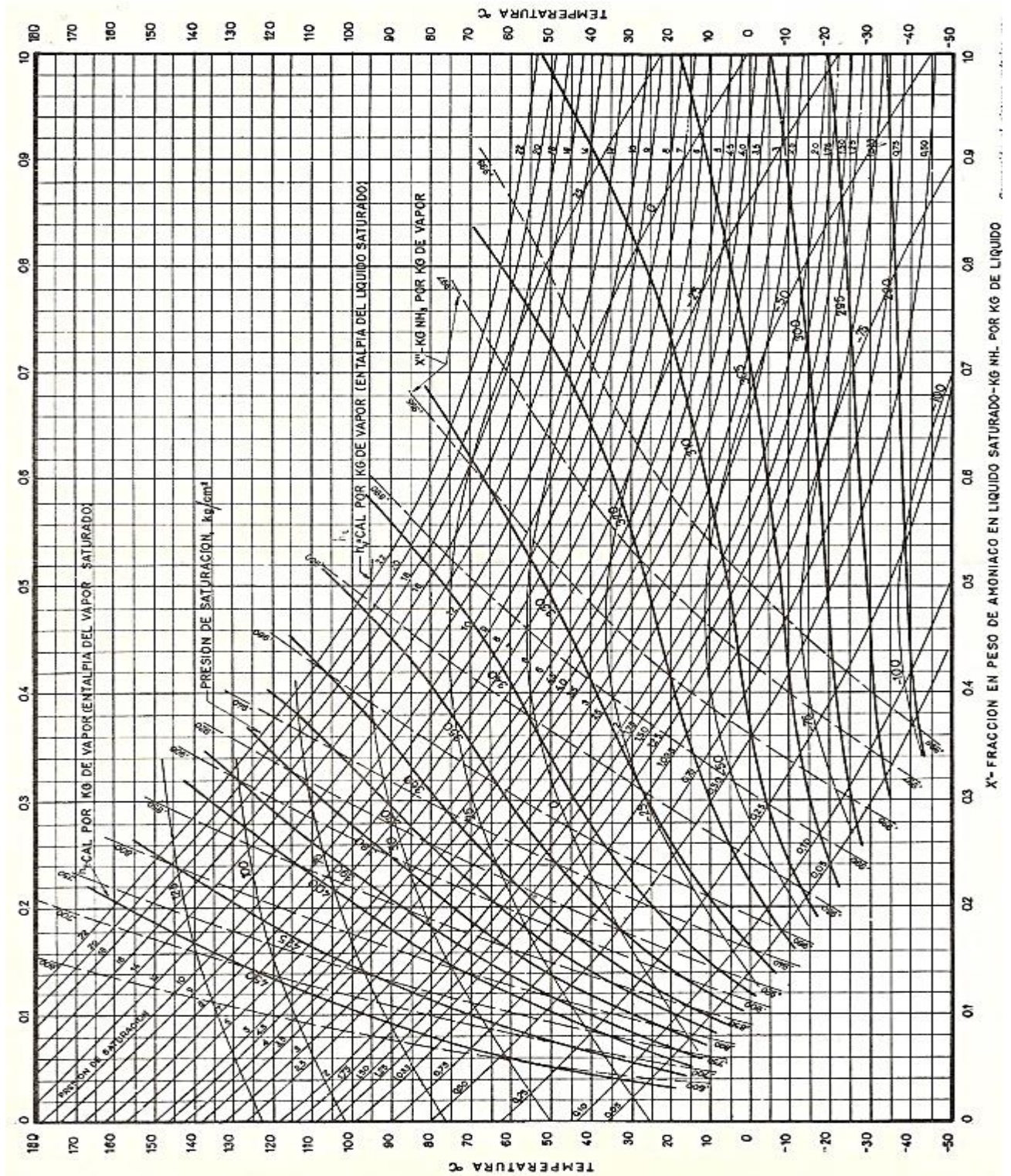
Temp. °C	Presión bar	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg·K	
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Vapor	Líquido	Vapor
		sat.	sat.	sat.	sat.	sat.	vaporiz.	sat.	sat.	sat.
0.1	0.00611	1.0002	206.136	0.00	2375.3	0.01	2501.3	2501.4	0.0000	9.1562
4	0.00813	1.0001	157.232	16.77	2380.9	16.78	2491.9	2508.7	0.0610	9.0514
5	0.00872	1.0001	147.120	20.97	2382.3	20.98	2489.6	2510.6	0.0761	9.0257
6	0.00935	1.0001	137.734	25.19	2383.6	25.20	2487.2	2512.4	0.0912	9.0003
8	0.01072	1.0002	120.917	33.59	2386.4	33.60	2482.5	2516.1	0.1212	8.9501
10	0.01228	1.0004	106.379	42.00	2389.2	42.01	2477.7	2519.8	0.1510	8.9008
11	0.01312	1.0004	99.857	46.20	2390.5	46.20	2475.4	2521.6	0.1658	8.8765
12	0.01402	1.0005	93.784	50.41	2391.9	50.41	2473.0	2523.4	0.1806	8.8524
13	0.01497	1.0007	88.124	54.60	2393.3	54.60	2470.7	2525.3	0.1953	8.8285
14	0.01598	1.0008	82.848	58.79	2394.7	58.80	2468.3	2527.1	0.2099	8.8048
15	0.01705	1.0009	77.926	62.99	2396.1	62.99	2465.9	2528.9	0.2245	8.7814
16	0.01818	1.0011	73.333	67.18	2397.4	67.19	2463.6	2530.8	0.2390	8.7582
17	0.01938	1.0012	69.044	71.38	2398.8	71.38	2461.2	2532.6	0.2535	8.7351
18	0.02064	1.0014	65.038	75.57	2400.2	75.58	2458.8	2534.4	0.2679	8.7123
19	0.02198	1.0016	61.293	79.76	2401.6	79.77	2456.5	2536.2	0.2823	8.6897
20	0.02339	1.0018	57.791	83.95	2402.9	83.96	2454.1	2538.1	0.2966	8.6672
21	0.02487	1.0020	54.514	88.14	2404.3	88.14	2451.8	2539.9	0.3109	8.6450
22	0.02645	1.0022	51.447	92.32	2405.7	92.33	2449.4	2541.7	0.3251	8.6229
23	0.02810	1.0024	48.574	96.51	2407.0	96.52	2447.0	2543.5	0.3393	8.6011
24	0.02985	1.0027	45.883	100.70	2408.4	100.70	2444.7	2545.4	0.3534	8.5794
25	0.03169	1.0029	43.360	104.88	2409.8	104.89	2442.3	2547.2	0.3674	8.5580
26	0.03363	1.0032	40.994	109.06	2411.1	109.07	2439.9	2549.0	0.3814	8.5367
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8	0.3954	8.5156
28	0.03782	1.0037	36.690	117.42	2413.9	117.43	2435.2	2552.6	0.4093	8.4946
29	0.04008	1.0040	34.733	121.60	2415.2	121.61	2432.8	2554.5	0.4231	8.4739
30	0.04246	1.0043	32.894	125.78	2416.6	125.79	2430.5	2556.3	0.4369	8.4533
31	0.04496	1.0046	31.165	129.96	2418.0	129.97	2428.1	2558.1	0.4507	8.4329
32	0.04759	1.0050	29.540	134.14	2419.3	134.15	2425.7	2559.9	0.4644	8.4127
33	0.05034	1.0053	28.011	138.32	2420.7	138.33	2423.4	2561.7	0.4781	8.3927
34	0.05324	1.0056	26.571	142.50	2422.0	142.50	2421.0	2563.5	0.4917	8.3728
35	0.05628	1.0060	25.218	146.67	2423.4	146.68	2418.6	2565.3	0.5053	8.3531
36	0.05947	1.0063	23.940	150.85	2424.7	150.86	2416.2	2567.1	0.5188	8.3336
38	0.06632	1.0071	21.602	159.20	2427.4	159.21	2411.5	2570.7	0.5458	8.2950
40	0.07394	1.0078	19.523	167.56	2430.1	167.57	2406.7	2574.3	0.5725	8.2570
45	0.09593	1.0099	15.258	188.44	2436.8	188.45	2394.8	2583.2	0.6387	8.1648
50	0.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1	0.7038	8.0763
55	0.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9	0.7679	7.9913
60	0.1994	1.0172	7.871	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6	0.8312	7.9096
65	0.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3	0.8935	7.8310
70	0.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8	0.9549	7.7553
75	0.3858	1.0259	4.131	313.90	2475.9	313.93	2321.4	2635.3	1.0158	7.6824
80	0.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7	1.0753	7.6122
85	0.5763	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.90	2296.0	2651.9	1.1343	7.5445
90	0.7014	1.0360	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1	1.1925	7.4791
95	0.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1	1.2500	7.4159
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257.0	2676.1	1.3069	7.3549
110	1.433	1.0516	1.210	461.14	2518.1	461.30	2230.2	2691.5	1.4185	7.2387
120	1.985	1.0603	0.8919	503.50	2529.3	503.71	2202.6	2706.3	1.5276	7.1296
130	2.701	1.0697	0.6685	546.02	2539.9	546.31	2174.2	2720.5	1.6344	7.0269
140	3.613	1.0797	0.5089	588.74	2550.0	589.13	2144.7	2733.9	1.7391	6.9299
150	4.758	1.0905	0.3928	631.68	2559.5	632.20	2114.3	2746.5	1.8418	6.8379
160	6.178	1.1020	0.3071	674.86	2568.4	675.55	2082.6	2758.1	1.9427	6.7502
170	7.917	1.1143	0.2428	718.33	2576.5	719.21	2049.5	2768.7	2.0419	6.6663
180	10.02	1.1274	0.1941	762.09	2583.7	763.22	2015.0	2778.2	2.1396	6.5857
190	12.54	1.1414	0.1565	806.19	2590.0	807.62	1978.8	2786.4	2.2359	6.5079
200	15.54	1.1565	0.1274	850.65	2595.3	852.45	1940.7	2793.2	2.3309	6.4323
210	19.06	1.1726	0.1044	895.53	2599.5	897.76	1900.7	2798.5	2.4248	6.3585
220	23.18	1.1900	0.08619	940.87	2602.4	943.62	1858.5	2802.1	2.5178	6.2861
230	27.95	1.2088	0.07158	986.74	2603.9	990.12	1813.8	2804.0	2.6099	6.2146
240	33.44	1.2291	0.05976	1033.2	2604.0	1037.3	1768.5	2803.8	2.7015	6.1437
250	39.73	1.2512	0.05013	1080.4	2602.4	1085.4	1716.2	2801.5	2.7927	6.0730
260	46.88	1.2755	0.04221	1128.4	2599.0	1134.4	1662.5	2796.6	2.8838	6.0019
270	54.99	1.3023	0.03564	1177.4	2593.7	1184.5	1605.2	2789.7	2.9751	5.9301
280	64.12	1.3321	0.03017	1227.5	2586.1	1236.0	1543.6	2779.6	3.0668	5.8571
290	74.36	1.3656	0.02557	1278.9	2576.0	1289.1	1477.1	2766.2	3.1594	5.7821
300	85.81	1.4036	0.02167	1332.0	2563.0	1344.0	1404.9	2749.0	3.2534	5.7045
320	112.7	1.4988	0.01549	1444.6	2525.5	1481.5	1238.6	2700.1	3.4480	5.5362
340	145.9	1.6379	0.01080	1570.3	2464.6	1594.2	1027.9	2622.0	3.6594	5.3357
360	186.5	1.8925	0.006945	1725.2	2351.5	1760.5	720.5	2481.0	3.9147	5.0526
374.14	220.9	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298

Fuente: Cengel & Cimbala, (2017)



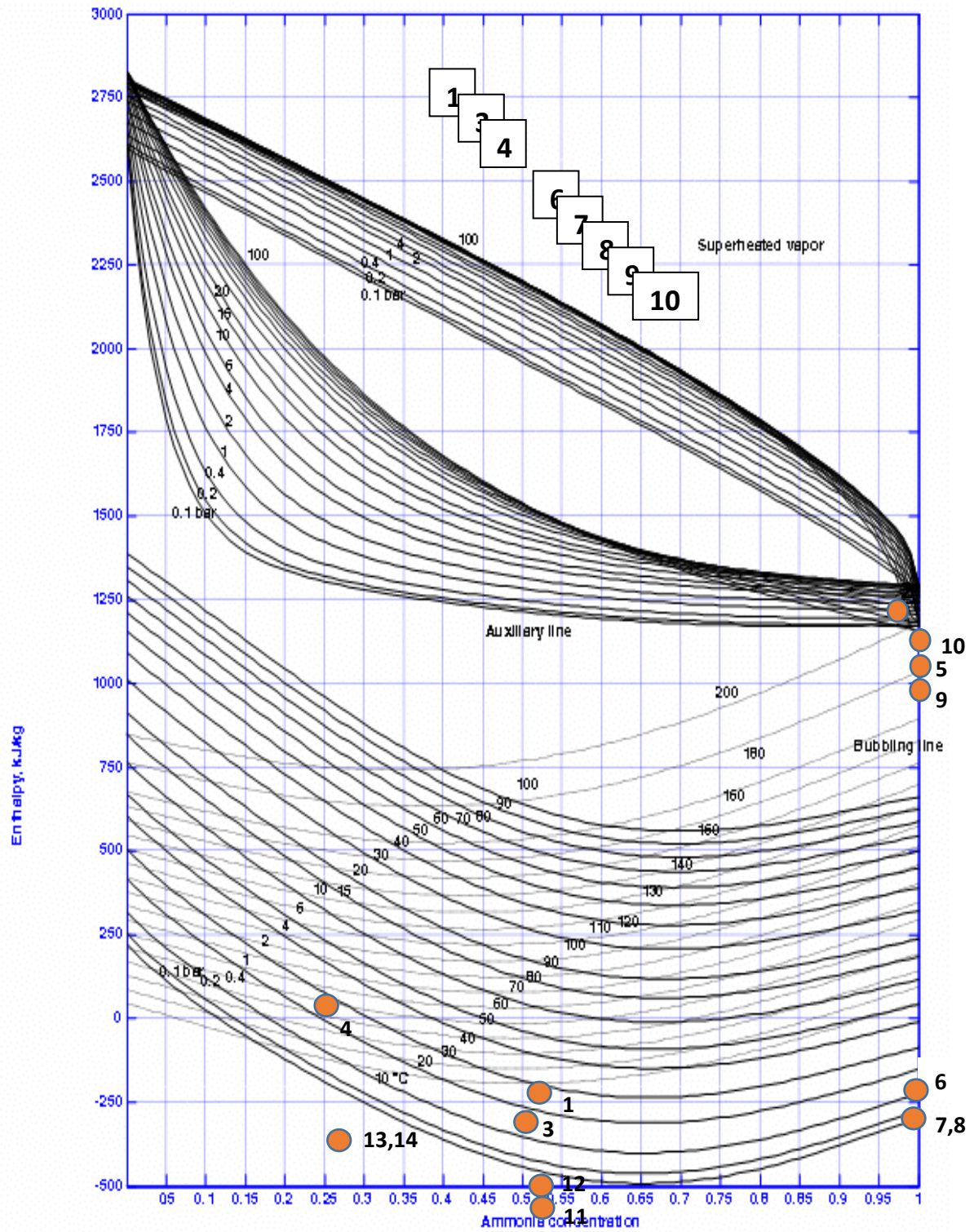
ANEXO 2: GRÁFICOS

Gráfico 1: Fracción Peso de Amoniaco en Liquido Saturado



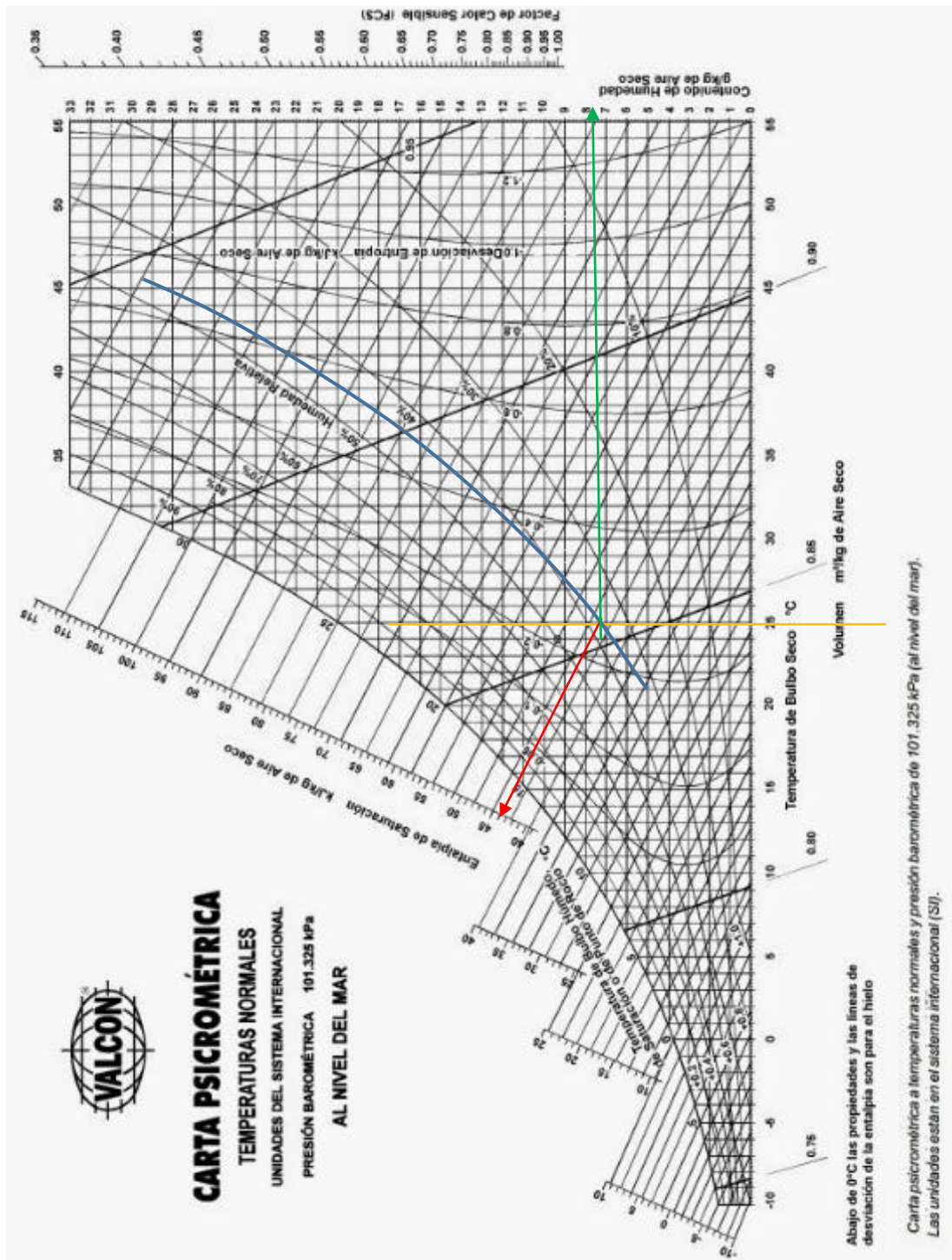
Fuente: American Society of Heating (2019)

Gráfico 2: Diagrama real entalpia VS concentración de Amoníaco



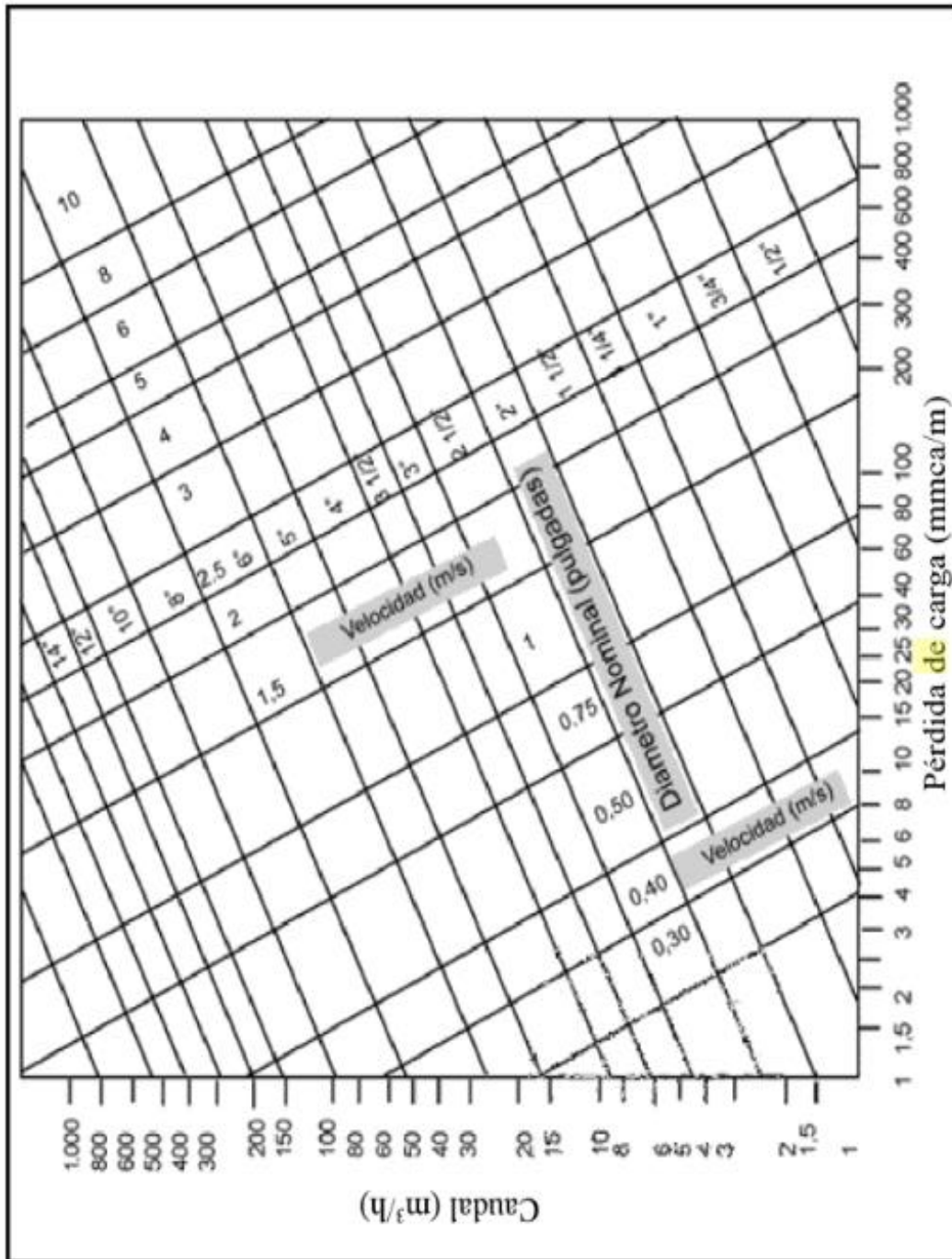
Fuente (Ganesh & Srinivas, 2017, pág. 147)

Grafico 3: Carta Psicrométrica



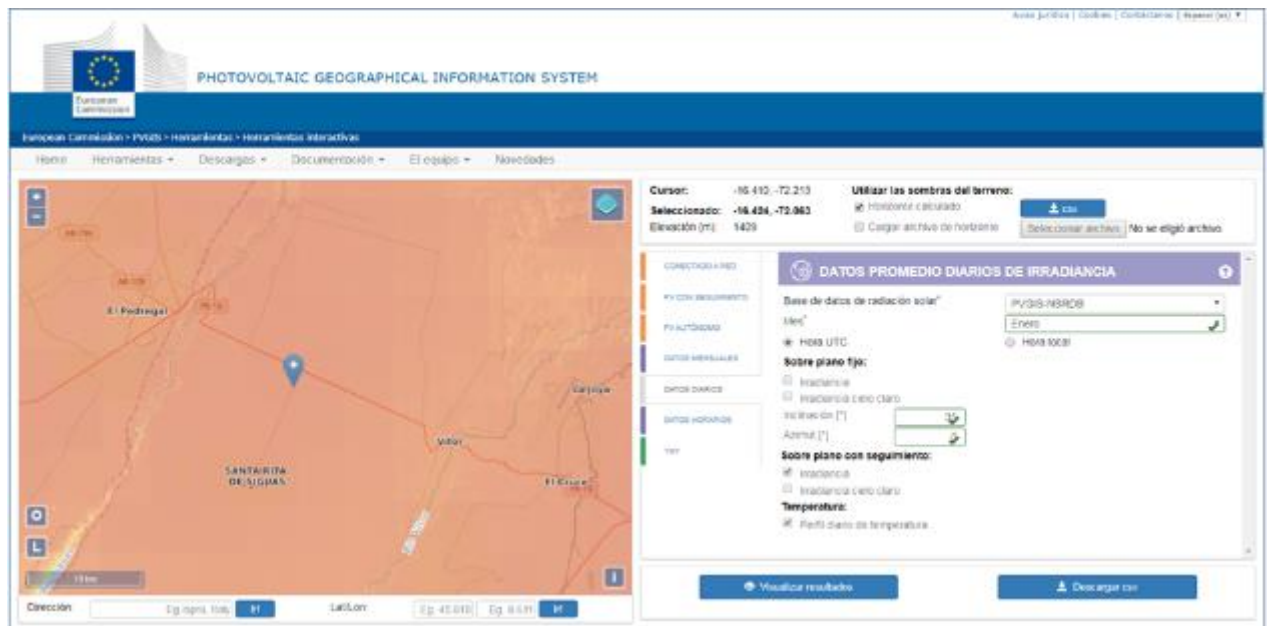
Fuente: VALCON (2016)

Grafico 4: Perdida por Rozamiento (mm c.a. Por m) para Tubería de Acero cada 10 Metros



Fuente: Aranda & Zabalza (2019)

Grafico 5: Herramienta de Monitoreo Solar



Fuente: Photovoltaic Geographical Information System (2019)

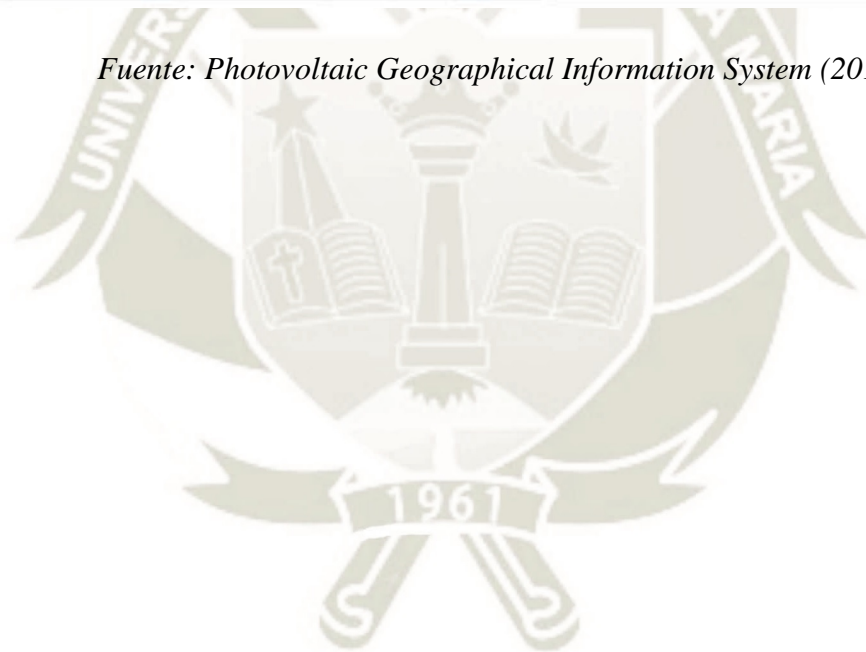
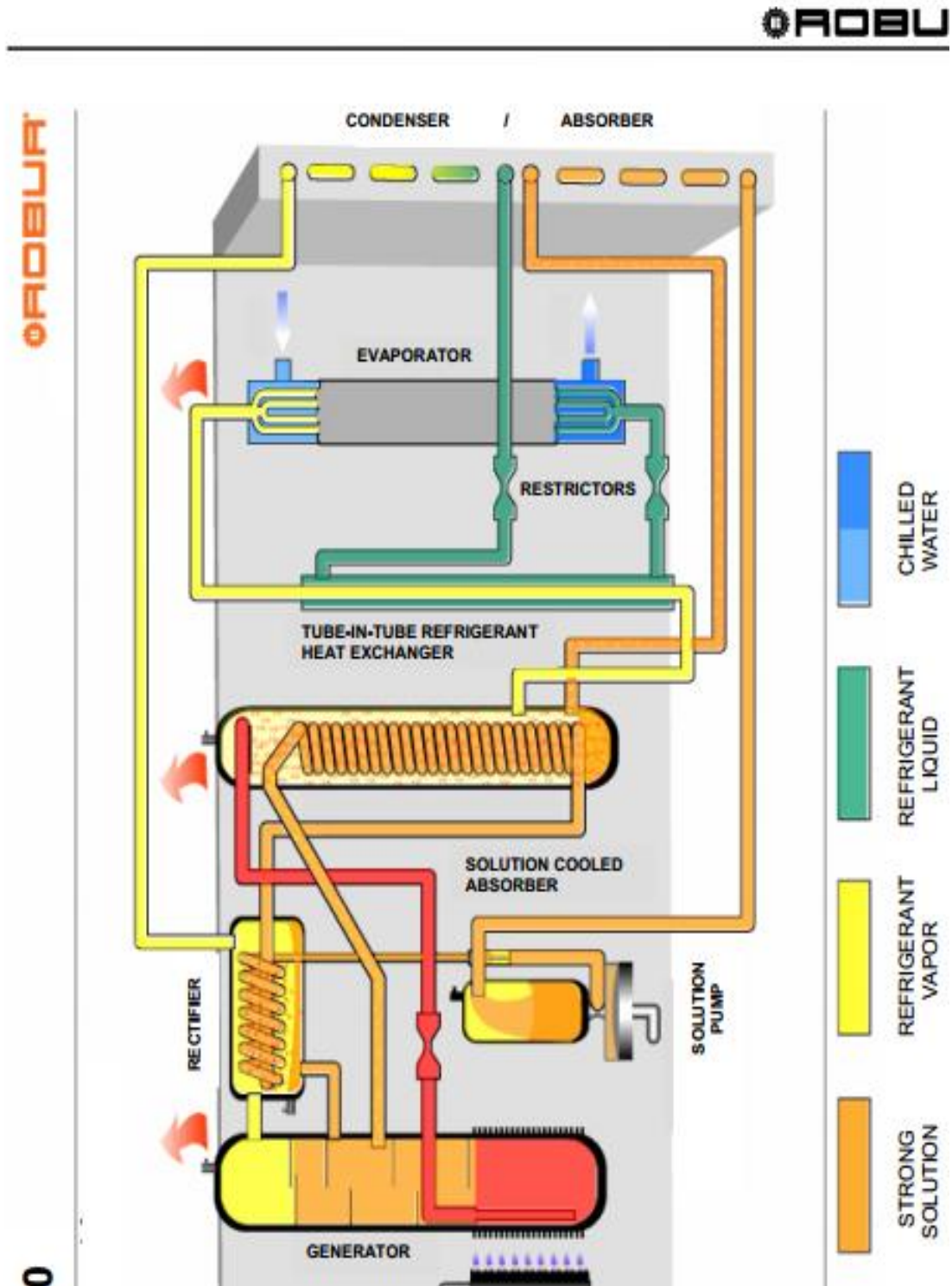


Grafico 6: Ciclo de Absorción del Refrigerante



Fuente: Catálogo Robur (2018)



**ANEXO 3: ESTADÍSTICAS DE
RENDIMIENTO DE PRODUCTOS
SELECCIONADOS MAJES I ETAPA**

Tabla 113: Estadísticas de rendimiento de productos seleccionados Majes I Etapa

Producción de Cultivos Majes I Etapa	Años				
	2013	2014	2015	2016	2017
Nombre del cultivo	Rendimiento (kg/ha)	Rendimiento (kg/ha)	Rendimiento (kg/ha)	Rendimiento (kg/ha)	Rendimiento (kg/ha)
Alcachofa	6,398	5,959	6,377	6,547	6,594
Palta	13,900	9,425	14,950	15,725	10,763
Vid	23,693	22,556	28,371	28,910	27,470
Granada	0	0	0	31,967	25,467
Mandarina	0	0	0	24,433	53,283

Fuente: Agencia Agraria Majes (2017)



ANEXO 4: HOJAS TÉCNICAS DE EQUIPOS SELECCIONADOS

Tabla 114: Selección de Captadores Solares



R.09 – 08/2016



FLT10v Linear Fresnel Collector – Technical data sheet

Description

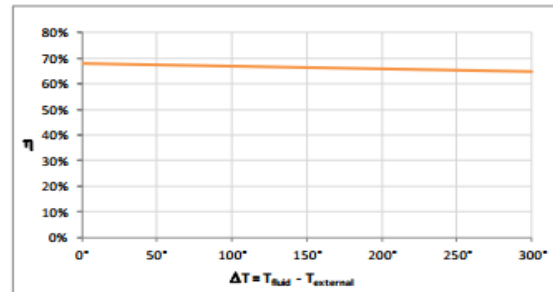
- FLT10v is supplied with:
- Evacuated and selectively coated receiver with secondary mirror
 - Weather-resistant tempered glass primary mirrors
 - Sun tracking drive and motor
 - Multi-mirror drive which can protect mirrors in case of bad weather
 - Hot-dip galvanized metal structure
 - Sensors to measure:
 - Angular position
 - Fluid temperature
 - Wind speed
 - Controlling PLC with the following features:
 - Automatic / Manual
 - Web based remote control
 - Safety procedures against:
 - High wind
 - Overheating
 - Lack of flow
 - Stowing procedure in case of bad weather
 - Highly accurate sun tracking according to state-of-the-art astronomic formulas
 - Electric panel at 230 VAC

Performance

Thermal Power $P = \eta \cdot S \cdot \text{DNI}$

Efficiency $\eta = 0.67 \cdot K_T \cdot K_L - 0.032 \cdot \Delta T / \text{DNI} - 0.00018 \cdot \Delta T^2 / \text{DNI}$

where $S = \text{Net Collecting Surface}$
 $\text{DNI} = \text{Direct Normal Irradiance}$
 $K_T = \text{Transversal Incident Angle Modifier (IAM)}$
 $K_L = \text{Longitudinal Incident Angle Modifier (IAM)}$
 $\Delta T = (T_{\text{fluid}} - T_{\text{external}})$



Efficiency curve in the following conditions: DNI = 900 W/m²; k_t=1; k_l=1.

Technical data

- Sun Tracking: possible along any orientation
 - Working fluid temperature: hot water: ≤ 220°C,
thermal oil: ≤ 320°C;
 - Working pressure: hot water: ≤ 20 bar,
thermal oil: ≤ 10 bar;
 - External working temperature (min/max): 0° - 40°C;
 - Flow rate (min/max): hot water: 100 - 300 lt/min,
thermal oil: 100 – 300 lt/min;
- different ranges available on request (es.: 150 – 400 lt/min)*

Wind load:

LIMIT LOAD/WIND SPEED	Structural breackage Limit ¹	Functional Integrity Limit ²
Limit load	1'490 N/m ²	1'016 N/m ²
Wind speed ³ for ground installation	104 km/h	86 km/h
Wind speed ³ for roof installation (hs10 m)	91 km/h	75 km/h

On request the HW version is available (High Wind) which can withstand wind loads up to 1'790 N/m²

Snow load:

LIMIT LOAD	Structural breackage Limit ¹	Functional Integrity Limit ²
With "vertical" mirrors (standard safety position)	1'300 N/m ²	890 N/m ²
With "horizontal" mirrors	1'300 N/m ²	600 N/m ²

Angle	Transversal IAM	Longitudinal IAM ⁴
	K _T (θ _T)	K _L (θ _L)
0°	1.000	1.000
10°	0.984	0.974
20°	0.958	0.909
30°	0.936	0.812
40°	0.894	0.686
50°	0.851	0.521
60°	0.691	0.334
70°	0.478	0.146
80°	0.252	0.020
90°	0.000	0.000

¹: ultimate limit to avoid physical breackage of collector structural components.

²: limit to avoid any deformation in the collector structure;

³: with the mirrors in vertical position, considering a shape coefficient of 1.6, in reference conditions of Italian regulations:

- wind speed measured at 10 m above the ground,
- in second class of exposition.

For further information refer to the documentation concerning loads on foundations. For Countries different from Italy, refer to local relevant regulations.

⁴: in horizontal position some components can get damaged by an excessive snow load, jeopardizing the collector functional behavior but not its structural integrity.

⁵: Longitudinal IAM for FLT10v-72. Values for different models available upon request.

Fuente: Soltigua (2018)



Measures

Model	Length (m)	Required length* (m)	Height (m)	Width (m)	Required width* (m)	Net collecting surface** (m ²)	Reference Thermal capacity*** (kW)
	l_1	l_2	h	l_3	l_4	S	P_p
FLT10v-24	25.02	26.02	4.95	8.05	9.05	148.5	83
FLT10v-36	37.35	38.35				222.8	124
FLT10v-48	49.68	50.68				297.0	166
FLT10v-60	62.01	63.01				371.3	207
FLT10v-72	74.34	75.34				445.5	249

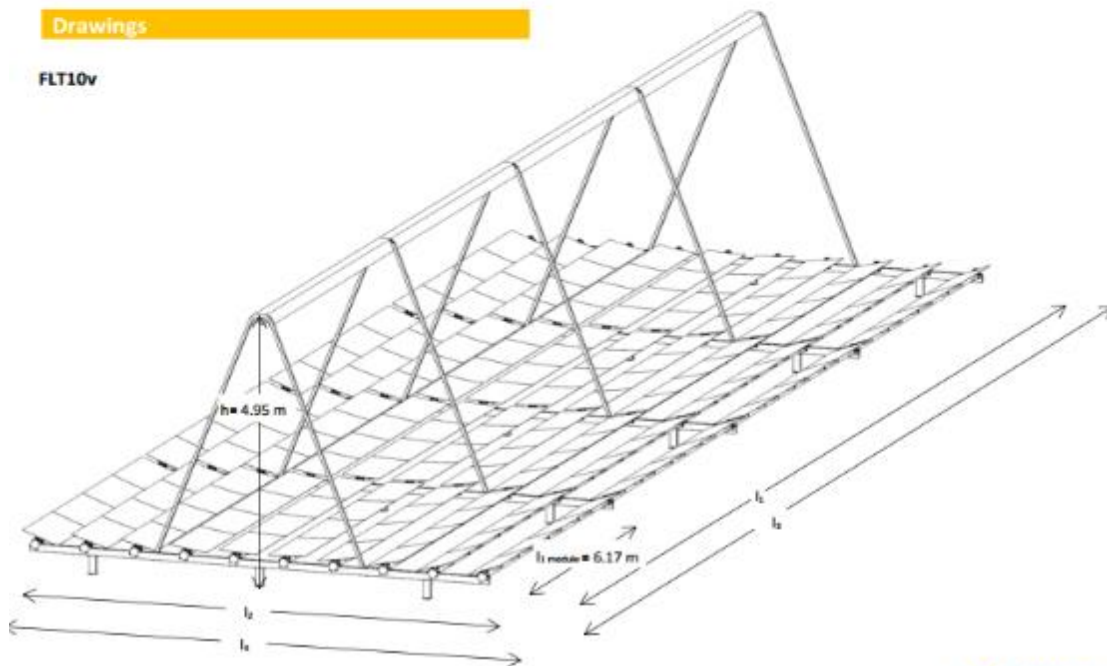
* = Valid for solar field internal collectors. For side collectors add 0.50m as external sides.

** = surface of the mirrors below the receiver tube, which is normally as long as the collector. In case of FLT10v-42 the receiver tube is shorter than the collector and the net collecting surface is calculated accordingly.

*** = corresponding to a specific power of 559 W/m² at the following operating conditions: $T_{\text{tube}} = 200^\circ\text{C}$; $T_{\text{air}} = 180^\circ\text{C}$; $T_{\text{ambient}} = 30^\circ\text{C}$; $\text{DNI} = 900 \text{ W/m}^2$; $\theta_i = 0^\circ$ and $\theta_r = 30^\circ$.

Drawings

FLT10v



Soltigua™ is a trademark registered by Laterizi Gambettola S.R.L.

Laterizi Gambettola S.R.L. reserves all rights to change any feature of its products at any moment in time without notice.



Fuente: Soltigua (2018)

Tabla 115: Ficha técnica de maquina enfriadora



Serie GA - Versión LB REFRIGERACIÓN



Las plantas enfriadoras de agua de la serie GA versión LB con quemador a Gas Natural o GLP son unidades construidas para aplicaciones específicas de refrigeración, por ejemplo; para la producción de bajas temperaturas adecuadas para plantas de conservación de productos alimenticios, refrigeración de laboratorios y áreas de manipulación de productos alimenticios, donde es necesaria una temperatura muy baja en el ambiente.

- Las unidades LB han sido diseñadas y construidas teniendo en cuenta las condiciones específicas de funcionamiento en su campo de aplicación:
 - Rango operacional: aire ambiente $-12^{\circ}\text{C} / 45^{\circ}\text{C}$
 - Temperatura mínima salida agua: -10°C
- 5 modelos disponibles desde 12,8 a 64 kW con temperatura de salida del fluido a -5°C .
- 4 versiones disponibles:
 - LB básico
 - LB-S silenciada
 - LB-I acero inoxidable
 - LB-S-I silenciada y acero inoxidable

Estas unidades tienen las mismas características constructivas que el modelo ACF 60-00 pero con algunos componentes específicos:

- carga de refrigerante optimizada;
- concentrador de refrigerante para una mayor eficiencia media;
- motor de la bomba de solución reforzado para permitir un funcionamiento intensivo;
- microprocesador específico para control de los parámetros de funcionamiento.

Fuente: Pecomark (2017)

Características técnicas

MODELO		ACF 60-00-LB	RTCF 120-00-LB	RTCF 180-00-LB	RTCF 240-00-LB	RTCF 300-00-LB	
Planta enfriadora de agua							
Consumo térmico (quemador)	kW	23,74	47,48	71,22	94,96	118,70	
Capacidad de enfriamiento ⁽¹⁾	kW	12,8	25,6	38,4	51,2	64	
Caudal de agua	l/h	2.500	5.000	7.500	10.000	12.500	
Consumo de gas	Gas Natural ⁽²⁾	m ³ /h	2,51	5,02	7,53	10,04	12,55
	GLP ⁽³⁾	kg/h	1,86	3,71	5,57	7,42	9,28
Nivel presión acústica, distancia 5 m ^{(4) (5)}							
- versión estándar	máximo	dB (A)	57	58	60	61	62
	mínimo	dB (A)	47	50	52	53	54
- versión silenciada	máximo	dB (A)	52	53	55	56	57
	mínimo	dB (A)	45	48	50	51	52
Nivel presión acústica, distancia 10 m ^{(4) (5)}							
- versión estándar	máximo	dB (A)	54	55	57	58	59
	mínimo	dB (A)	45	48	50	51	52
- versión silenciada	máximo	dB (A)	49	50	52	53	54
	mínimo	dB (A)	44	47	49	50	51
Datos Eléctricos							
Tensión		220 V - 60Hz		380 V - 60 Hz trifásica o 220 V - 60 Hz monofásica			
Consumo eléctrico nominal ⁽⁶⁾	kW	0,9	1,8	2,7	3,6	4,5	
Tuberías de conexión							
Líneas de entrada/salida de agua	DN(")H	32(1 ^{1/4})	50(2)	50(2)	50(2)	50(2)	
Línea de gas	DN(")H	20(3/4)	40(1 ^{1/2})	40(1 ^{1/2})	40(1 ^{1/2})	40(1 ^{1/2})	
Datos Físicos							
Peso (en funcionamiento)	kg	340	820	1.270	1.700	2.120	
Campo de trabajo	°C	-12/45					
Regulación temperatura entrada de agua							
	°C	-10/0					
Temperatura de salida mínima	°C	-10					
Temperatura límite anti-hielo	°C	-12					
Dimensiones	largo	mm	850	2.315	3.610	4.905	6.490
	ancho	mm	1.230	1.240	1.240	1.240	1.240
	altura ⁽⁷⁾	mm	1.280	1.390	1.390	1.390	1.390

- (1) Especificaciones fijadas según las condiciones siguientes: **temperatura aire 35°C - temperatura salida agua -5°C with 40% glycol - temperatura entrada agua 0°C.**
Para otras condiciones ver la tabla "Factor de corrección" en la pág. 21.
- (2) PCI 34,02 MJ/m³ (9,45 kWh/m³) a 15°C - 1013 mbar.
- (3) PCI 46,34 MJ/kg (12,87 kWh/kg) a 15°C - 1013 mbar.
- (4) Cuando la temperatura del aire es inferior a 33°C, se reduce la velocidad del ventilador, reduciéndose el consumo eléctrico.
- (5) Emisión sonora situada en un plano reflectante.
- (6) ±10% en función del motor eléctrico, de la tensión y el coseno Φ .
- (7) La altura de las unidades versión silenciada, es 260 mm mayor que en las unidades estándar debido a que el ventilador sobresale más.

Fuente: Robur (2017)

Tabla 116: Selección de los Evaporadores para el Túnel N°1



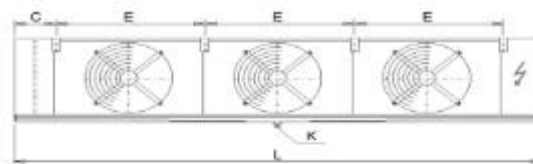
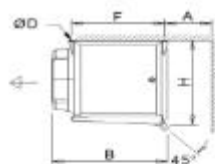
Fecha: 2019-10-07
Solicitud del:
Proyecto:
No. de oferta:
Posición:
Responsable:

Enfriador de aire	2 x GGHN 080.2H/310-ENJ50/12P.E		
Capacidad:	35.0 kW ⁽¹⁾	Medio:	Etilenglicol 40 Vol. % ⁽²⁾
Superficie de reserva:	17.6 %	Entrada:	-12.0 °C
Caudal de aire:	53700 m³/h	Salida:	-6.0 °C
Entrada del aire:	-3.0 °C	Pérdida de presión:	0.59 bar
Salida del aire:	-4.6 °C	Caudal:	5.64 m³/h
Presión atmosf.:	1013 mbar		

Ventiladores (AC): 3 Unidad(es) 3~400V 60HzY/(-)	Contacto térmico:	externo
Datos por motor (datos nominales):	Nivel de presión sonora:	68 dB(A) en 3.0 m ⁽³⁾
Revoluciones: 1050 min-1 / (-)	Nivel de potencia acústica:	92 dB(A)
Capacidad (mec./el.): 0.81 kW/1.15 kW	Tiro de aire:	aprox. 45 m ⁽⁴⁾
Corriente: 2.20 A ⁽⁵⁾	Hielo:	0.0 mm
ErP: Compliant ⁽⁶⁾		

Caja: Acero galvanizado, Pintada en polvo RAL 9003	Tubos intercambiador:	Cobre ⁽⁷⁾
Superf. de intercambio: 469.3 m²	Aletas:	Aluminio ⁽⁷⁾
Volumen de tubos: 170.4 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta: 10.00 mm	Entrada:	64.0 * 2.00 mm
Peso vacío: 751 kg ⁽⁸⁾	Salida:	64.0 * 2.00 mm
Presión de servicio máxima: 16.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾

Dimensiones:
L = 5550 mm
B = 975 mm
H = 1260 mm
E = 1600 mm
F = 865 mm
C = 380 mm
A = 700 mm
ØD = 18 mm
K = G2"



Descarga según DIN ISO 228-1 con rosca G (junta plana).
Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Precio de lista, IVA excluido:	Unidad(es)	Precio unitario	Precio total
Precio unitario	2	20841.00 EUR	41682.00 EUR
Accesorios			
Deshielo el. batería estándar t0≥-40°C 400V-12x4.5kW ⁽¹⁰⁾	2	1325.00 EUR	2650.00 EUR
Deshielo el. bandeja estándar t0≥-40°C 400V-3x2.9kW ⁽¹⁰⁾	2	812.00 EUR	1624.00 EUR
Total (Precio de lista sin IVA, inclusive embalaje)			45956.00 EUR

Tipo de entrega:

Condiciones de pago:

Plazo de entrega:

Validez de la oferta:

¡Nuestras condiciones generales de venta y entrega son válidas!

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity including Humidity Factor
- (2) Grupo de fluidos 2 según Directiva 2014/68/EU relativa a los equipos a presión
- (3) Según método de la superficie envolvente acorde a EN 13487/EN 9614-1, tolerancia Eurovent = +2 dB(A).
Sólo aplica para ventiladores AC, ventiladores AC con variador de frecuencia y para ventiladores EC. No se consideran ni ruidos ocasionales por otros modos de regulación o sistemas de rocío, ni reflejos de sonido en el lugar de instalación, los cuales pueden elevar los niveles de presión sonora.

Fuente: Guntner (2016)

Tabla 117: Selección de los Evaporadores Para el Túnel N°1



Fecha: 2019-10-07
Solicitud del:
Proyecto:
No. de oferta:
Posición:
Responsable:

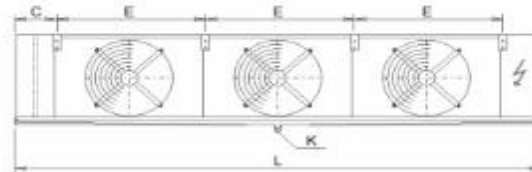
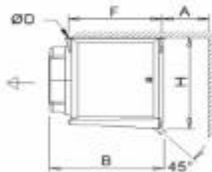
Enfriador de aire	2 x GGHF 050.2F/34-ENJ50/8P.E		
Capacidad:	7.5 kW ⁽¹⁾	Medio:	Etilenglicol 40 Vol. % ⁽²⁾
Superficie de reserva:	36.8 %	Entrada:	-8.0 °C
Caudal de aire:	20070 m ³ /h	Salida:	-4.0 °C
Entrada del aire:	-1.0 °C	Pérdida de presión:	0.26 bar
Salida del aire:	-1.9 °C	Caudal:	1.81 m ³ /h
Presión atmosf.:	1013 mbar		

Ventiladores (AC):	3 Unidad(es) 3~400V 60HzY/(-)	Nivel de presión sonora:	58 dB(A) en 3.0 m ⁽³⁾
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de potencia acústica:	81 dB(A)
Revoluciones:	1300 min-1 / (-)	Tiro de aire:	aprox. 40 m ⁽⁴⁾
Capacidad (mec./el.):	0.38 kW/0.70 kW	Hielo:	0.0 mm
Corriente:	1.25 A ⁽⁵⁾		
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾		

Caja:	AlMg, Pintada en polvo RAL 9003	Tubos intercambiador:	Cobre ⁽⁷⁾
Superf. de intercambio:	151.6 m ²	Aletas:	Aluminio ⁽⁷⁾
Volumen de tubos:	29.9 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta:	4.00 mm	Entrada:	42.0 * 1.60 mm
Peso vacío:	190 kg ⁽⁸⁾	Salida:	42.0 * 1.60 mm
Presión de servicio máxima:	16.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾

Dimensiones:

- L = 3570 mm
- B = 690 mm
- H = 750 mm
- E = 1000 mm
- F = 545 mm
- C = 290 mm
- A = 550 mm
- ØD = 11 mm
- K = G1¼"



Descarga según DIN ISO 228-1 con rosca G (junta plana).

Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Precio de lista, IVA excluido:	Unidad(es)	Precio unitario	Precio total
Precio unitario	2	5235.00 EUR	10470.00 EUR
Accesorios			
Calefacción eléctrica para la batería y la bandeja ⁽¹⁰⁾ 400V-3~N-15.2kW	2	555.00 EUR	1110.00 EUR
Güntner Streamer (para un tiro de aire alargado)	6		
Conexión en caja de bornes, en lado corto	2		
Total (Precio de lista sin IVA, inclusive embalaje)			11580.00 EUR

Tipo de entrega:

Condiciones de pago:

Plazo de entrega:

Validez de la oferta:

¡Nuestras condiciones generales de venta y entrega son válidas!

Important remarks / explanatory notes:

(1) Capacity including Humidity Factor

Fuente: Guntner (2016)

Tabla 118: Selección de los Evaporadores para el Túnel N°2

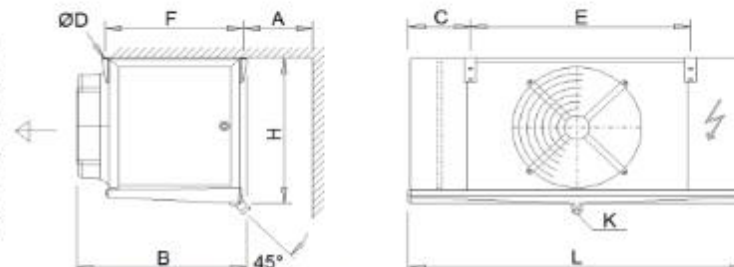


Fecha: 2019-10-07
Solicitud del:
Proyecto:
No. de oferta:
Posición:
Responsable:

Enfriador de aire	2 x GGHN 050.2H/17-ENJ50/28P.E		
Capacidad:	6.0 kW ⁽¹⁾	Medio:	Etilenglicol 40 Vol. % ⁽²⁾
Superficie de reserva:	-7.0 %	Entrada:	-5.0 °C
Caudal de aire:	6500 m³/h	Salida:	-3.0 °C
Entrada del aire:	0.0 °C	Pérdida de presión:	0.79 bar
Salida del aire:	-2.2 °C	Caudal:	2.89 m³/h
Presión atmosf.:	1013 mbar		
Ventiladores (AC):	1 Unidad(es) 3~400V 60HzY/(-)	Contacto térmico:	interno/externo
Datos por motor (datos nominales):		Nivel de presión sonora:	54 dB(A) en 3.0 m ⁽³⁾
Revoluciones:	1300 min-1 / (-)	Nivel de potencia acústica:	76 dB(A)
Capacidad (mec./el.):	0.38 kW/0.70 kW	Tiro de aire:	aprox. 19 m ⁽⁴⁾
Corriente:	1.25 A ⁽⁵⁾	Hielo:	0.0 mm
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾		
Caja:	AlMg, Pintada en polvo RAL 9003	Tubos intercambiador:	Cobre ⁽⁷⁾
Superf. de intercambio:	79.1 m²	Aletas:	Aluminio ⁽⁷⁾
Volumen de tubos:	22.6 l	Conexiones por cada aparato:	
Paso de aleta:	7.00 mm	Entrada:	35.0 * 1.50 mm
Peso vacío:	96 kg ⁽⁸⁾	Salida:	35.0 * 1.50 mm
Presión de servicio máxima:	16.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁹⁾

Dimensiones:

- L = 1470 mm
- B = 835 mm
- H = 760 mm
- E = 1000 mm
- F = 700 mm
- C = 240 mm
- A = 550 mm
- ØD = 14 mm
- K = G1¼"



Descarga según DIN ISO 228-1 con rosca G (junta plana).
Atención: ¡Dibujo y dimensiones pueden variar dependiendo de los accesorios incluidos!

Precio de lista, IVA excluido:	Unidad(es)	Precio unitario	Precio total
Precio unitario	2	3655.00 EUR	7310.00 EUR
Accesorios			
Deshielo el. batería estándar t0≥-40°C 230V-9x0.75kW ⁽¹⁰⁾	2	428.00 EUR	856.00 EUR
Deshielo el. bandeja estándar t0≥-40°C 230V-3x0.65kW ⁽¹⁰⁾	2	330.00 EUR	660.00 EUR
Total (Precio de lista sin IVA, inclusive embalaje)			8826.00 EUR

Tipo de entrega:
Condiciones de pago:
Plazo de entrega: 9 semanas⁽¹¹⁾ (Estado: 2019-04-24)
Validez de la oferta:
¡Nuestras condiciones generales de venta y entrega son válidas!

Important remarks / explanatory notes:

Fuente: Guntner (2016)



ANEXO 5: CÓDIGO DE SIMULACIÓN

EES

CÓDIGO HERRAMIENTA DE SIMULACIÓN EES

BASADO EN LA TESIS

ANÁLISIS ENERGÉTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN ENERGÉTICO POR ABSORCIÓN REGENERATIVO NH₃ –H₂O

AUTOR: ISRAEL GONZALES CORTES

CIUDAD UNIVERSITARIA, MÉXICO, D.F. 2014

"Estado 5: Se asume una concentración en la salida del rectificador de vapor de amoniaco al 100% y la temperatura de diseño del condensador 30 °C."

$T_c=303.15$ "Temperatura de ingreso al condensador"

$x_5=1$ "Masa de fracción de amoniaco ingreso al condensador"

$Q_5=1$ "Masa de fracción de vapor ingreso al condensador"

Call NH₃H₂O (138, T_c , x_5 , Q_5 : $T_{[5]}$, $P_{[5]}$, $x_{[5]}$, $h_{[5]}$, $s_{[5]}$, $u_{[5]}$, $v_{[5]}$, $Qu_{[5]}$)

"Estado 6: Se asume una concentración en la salida del condensador de líquido de amoniaco al 100% y la temperatura de diseño del condensador 30 °C."

$Q_6=0$ "Masa de fracción de vapor ingreso al pre-enfriador"

Call NH₃H₂O(138, $T_{[5]}$, $x_{[5]}$, Q_6 : $T_{[6]}$, $P_{[6]}$, $x_{[6]}$, $h_{[6]}$, $s_{[6]}$, $u_{[6]}$, $v_{[6]}$, $Qu_{[6]}$)

"Estado 7: Mediante un análisis ideal, el líquido de NH₃ saliendo del preenfriador con una concentración al 100%, la temperatura en el punto 7 será la misma que la temperatura a la salida del evaporador. "

"Análisis ideal "

$E_1=0.9$ "Eficiencia en el pre-enfriador"

$T_7=T_{[9]}$ "Temperatura a la salida del pre-enfriador"

Call NH₃H₂O(123, T_7 , $P_{[6]}$, x_5 : T_{7i} , P_{7i} , x_{7i} , h_{7i} , s_{7i} , u_{7i} , v_{7i} , Qu_{7i})

"Análisis real: Mediante la relación de efectividad de transferencia de calor obtenemos un balance de energía en el preenfriador"

$Q_{sc}=m_{dot}_{[6]}*(h_{[6]}-h_{7i})$ "Balance de energía en el pre enfriador Fluido caliente"

$Q_{sf}=m_{dot}_{[9]}*(h_{10i}-h_{[9]})$ "Balance de energía en el pre enfriador Fluido frío"

$Q_{min}=\min(Q_{sc},Q_{sf})$ "Razón mínima de transferencia de calor en el pre enfriador"

$Q_{pre}=E_1*Q_{min}$ "Potencia del preenfriador"

$h_{7r}=h_{[6]}-(Q_{pre}/m_{dot}_{[6]})$ "Entalpia real en el preenfriador "

$h_{10r}=h_{[9]}+(Q_{pre}/m_{dot}_{[9]})$ "Entalpia real a la salida del preenfriador hacia el absorbedor"

Call NH₃H₂O(234, $P_{[6]}$, x_5 , h_{7r} : $T_{[7]}$, $P_{[7]}$, $x_{[7]}$, $h_{[7]}$, $s_{[7]}$, $u_{[7]}$, $v_{[7]}$, $Qu_{[7]}$)

"Estado 8 : La válvula a la salida del pre-enfriador producirá un proceso isoentálpico en donde la entalpía en el punto 7 será igual a la del punto 8."

Call NH3H2O(234, P_[9], x5,h_[7]: T_[8], P_[8], x_[8], h_[8], s_[8], u_[8], v_[8], Qu_[8])

"Estado 9: Circulará el vapor de NH3 saliendo del evaporador"

Tev=270.15 "Temperatura a la salida del evaporador"

Call NH3H2O(138, Tev,x5,Q5: T_[9], P_[9], x_[9], h_[9], s_[9], u_[9], v_[9], Qu_[9])

"Estado 10: Se considerará la temperatura ideal en el punto 10 igual que la temperatura a la salida del condensador y la concentración al 100% amoniaco. "

"Análisis ideal"

T10=T_[6] "Temperatura ideal a la salida del preenfriador hacia el absorbedor"

x10=x_[9] "Masa de fracción de amoniaco a la salida del preenfriador hacia el absorbedor"

Call NH3H2O(123,T10, P_[9], x10: T10i, P10i, x10i, h10i, s10i, u10i, v10i, Qu10i)

"Análisis real: Sera similar al análisis ideal en el punto 10, variando la temperatura y la entalpía real (**h10r**) será calculada más adelante en el balance de másico.

Además, se mantendrá la concentración de amoniaco será al 100% y la presión al punto 10 ideal. "

Call NH3H2O(234, P_[9], x10,h10r: T_[10], P_[10], x_[10], h_[10], s_[10], u_[10], v_[10], Qu_[10])

"Estado 11: se realizará la mezcla líquida NH3-H2O a la salida del absorbedor"

Q11=0 "Masa de fracción de vapor a la salida del absorbedor"

Tab=303.15 "Temperatura en el absorbedor"

Call NH3H2O(128,Tab, P_[10], Q11:T_[11] , P_[11], x_[11], h_[11], s_[11], u_[11], v_[11], Qu_[11])

"Estado 12: se realizará una mezcla líquida NH3-H2O impulsada por la bomba"

Call NH3H2O(235, P_[5], x_[11], s_[11]: T_[19], P_[19], x_[19], h_[19], s_[19], u_[19], v_[19], Qu_[19])

w_pump_s=h_[19]-h_[11]

"trabajo específico ideal en la bomba"

eta_pump=0.85

w_pump_r=w_pump_s/(eta_pump)

"trabajo específico real en la bomba"

H12=h_[11]+w_pump_r

Call NH3H2O(234, P_[5], x_[11], H12: T_[12], P_[12], x_[12], h_[12], s_[12], u_[12], v_[12], Qu_[12])

"Estado 1: En un análisis ideal la temperatura a la salida del generador de la mezcla débil será igual a la temperatura de ingreso al generador mezcla fuerte."

"Análisis ideal"

$T1=T4$ "Temperatura de ingreso al generador"

$P1=P_{[12]}$ "Presión en el lado del generador"

$x1=x_{[12]}$ "Masa de fracción de amoniaco ingreso a generador "

Call NH3H2O(123,T1, P1, x1: T1i, P1i, x1i, h1i, s1i, u1i, v1i, Qu1i)

Call NH3H2O(238, P1, x1,Q6: T2i, P2i, x2i, h2i, s2i, u2i, v2i, Qu2i)

"Análisis real"

$Q_{sf2}=m_{dot}_{[11]}*(h1i-h_{[12]})$ "Balance de energía en el intercambiador de calor fluido frio"

$Q_{sc2}=m_{dot}_{[14]}*(h_{[4]}-h13i)$ "Balance de energía en el intercambiador de calor fluido caliente"

$Qmin2=\min(Q_{sf2},Q_{sc2})$ "Razón mínima de transferencia de calor en el intercambiador"

$E2=0.9$ "Eficiencia en el intercambiador de calor"

$Q_{int}=E2*Qmin2$ "Potencia del intercambiador de calor"

$h1r=h_{[12]}+(Q_{int}/m_{dot}_{[12]})$

$h13r=h_{[4]}-(Q_{int}/m_{dot}_{[4]})$

Call NH3H2O(234, P1, x1, h1r: T_{[1]}, P_{[1]}, x_{[1]}, h_{[1]}, s_{[1]}, u_{[1]}, v_{[1]}, Qu_{[1]})

"Estado 4: se aprovechará la mezcla líquida NH3-H2O a la salida del generador "

$Q4=0$ "Masa de fracción de vapor a la salida del generador hacia el intercambiador de calor"

$T4=393.15$ "Temperatura a la salida del generador hacia el intercambiador de calor"

Call NH3H2O(128, T4, P_{[5]},Q4:T_{[4]}, P_{[4]}, x_{[4]}, h_{[4]}, s_{[4]}, u_{[4]}, v_{[4]}, Qu_{[4]})

"Estado 13: En un análisis ideal la temperatura a la salida del intercambiador de calor será igual a la temperatura de entrada al intercambiador de calor"

"Análisis ideal"

$T13=T_{[12]}$ "Temperatura a la salida del intercambiador de calor hacia el absorbedor"

$P13=P_{[4]}$ "Presión a la salida del intercambiador de calor hacia el absorbedor"

$x13=x_{[4]}$ "Masa de fracción de amoniaco a la salida del intercambiador de calor hacia el absorbedor"

Call NH3H2O(123,T13, P13, x13: T13i, P13i, x13i, h13i, s13i, u13i, v13i, Qu13i)

"Análisis real"

Call NH3H2O(234,P13, x13, h13r: T_{[13]}, P_{[13]}, x_{[13]}, h_{[13]}, s_{[13]}, u_{[13]}, v_{[13]}, Qu_{[13]})

"Estado 14: La válvula a la salida del intercambiador producirá un proceso isoentálpico en donde la entalpia en el punto 13 será igual a la del punto 14."

Call NH3H2O (234, P_{[9]}, x13, h_{[13]}: T_{[14]}, P_{[14]}, x_{[14]}, h_{[14]}, s_{[14]}, u_{[14]}, v_{[14]}, Qu_{[14]})

"Estado 2: Se hallará el estado dos en base a la presión de alta entre el generador y el condensador"

$Q_2=1$ "Masa de fracción de vapor a la salida del rectificador hacia el condensador"

$T_2=T_{2i}$ "Temperatura a la salida del rectificador hacia el condensador"

$P_2=P_{[5]}$ "Presión a la salida del rectificador hacia el condensador"

Call NH₃H₂O(128,T₂,P₂,Q₂: T_[2], P_[2], x_[2], h_[2], s_[2], u_[2], v_[2], Qu_[2])

"Estado 3: Se obtendrá el estado 3 en estado de líquido saturado proveniente de la torre de enfriamiento"

$T_3=T_{2i}$ "Temperatura de ingreso al generador proveniente del rectificador"

$Q_3=0$ "Masa de fracción de vapor de ingreso al generador proveniente del rectificador"

Call NH₃H₂O(128,T₃,P₂,Q₃: T_[3], P_[3], x_[3], h_[3], s_[3], u_[3], v_[3], Qu_[3])

"BALANCES DE PRIMERA LEY"

"En base al balance de primera Ley en el Evaporador"

$Q_{\text{evaporador}}=256$

$Q_{\text{evaporador}}=m_{\text{dot}}[6]*(H_{[9]}-H_{[8]})$

$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[7]$ "flujo másico ingreso y salida del preenfriador"

$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[8]$ "flujo másico ingreso y salida del preenfriador"

$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[9]$ "flujo másico ingreso y salida del preenfriador"

$m_{\text{dot}}[6]=m_{\text{dot}}[10]$ "flujo másico ingreso y salida del preenfriador"

" En base al balance de primera Ley en el Condensador"

$(m_{\text{dot}}[5]*x_{[5]})-(m_{\text{dot}}[6]*x_{[6]})=0$

$(m_{\text{dot}}[5]*H_{[5]})-Q_{\text{condensador}}-(m_{\text{dot}}[6]*H_{[6]})=0$

"En base al balance de primera Ley en el Absorbedor"

$(m_{\text{dot}}[10]*H_{[10]})-Q_{\text{absorbedor}}-(m_{\text{dot}}[11]*H_{[11]})+(m_{\text{dot}}[14]*H_{[14]})=0$

$(m_{\text{dot}}[10]*x_{[10]})-(m_{\text{dot}}[11]*x_{[11]})+(m_{\text{dot}}[14]*x_{[14]})=0$

$(m_{\text{dot}}[10])-(m_{\text{dot}}[11])+(m_{\text{dot}}[14])=0$

$m_{\text{dot}}[11]=m_{\text{dot}}[12]$ "flujo másico ingreso y salida de la bomba hacia el intercambiador"

$m_{\text{dot}}[11]=m_{\text{dot}}[1]$ "flujo másico ingreso y salida de la bomba hacia el intercambiador"

$m_{\text{dot}}[4]=m_{\text{dot}}[13]$ "flujo másico ingreso y salida de la bomba hacia el intercambiador"

$m_{\text{dot}}[4]=m_{\text{dot}}[14]$ "flujo másico ingreso y salida de la bomba hacia el intercambiador"

"En base al balance másico en el rectificador"

$m_{\text{dot}}[2]=m_{\text{dot}}[3]*(1-x_{[3]})/(1-x_{[2]})$ "relación tomando en cuenta la concentración de agua"

$m_{\text{dot}}[5]=m_{\text{dot}}[2]-m_{\text{dot}}[3]$

" balance másico en el Rectificador"

$-Q_{\text{rectificador}}+(m_{\text{dot}}[2]*H_{[2]})-(m_{\text{dot}}[5]*H_{[5]})-(m_{\text{dot}}[3]*H_{[3]})=0$

"En base al balance másico en la bomba"

$w_{\text{pump}_r}*m_{\text{dot}}[11]=W_{\text{pump}_\text{real}}$

"En base al balance másico en el Generador"

$Q_{\text{generador}}+(m_{\text{dot}}[1]*H_{[1]})+(m_{\text{dot}}[3]*H_{[3]})-(m_{\text{dot}}[4]*H_{[4]})-$


$(m_{\text{dot}}[2]*H_{[2]})=0$

$COP = \frac{Q_{\text{evaporador}}}{(Q_{\text{generador}} + W_{\text{pump_real}})}$ “Coeficiente de eficiencia energética”

$Q_{\text{SUMINISTRADO}} = Q_{\text{generador}} + Q_{\text{evaporador}} + W_{\text{pump_real}}$ “Calor suministrado del equipo”

$Q_{\text{RECHAZADO}} = Q_{\text{condensador}} + Q_{\text{absorbedor}} + Q_{\text{rectificador}}$ “Calor rechazado del equipo”





ANEXO 6: PLANOS



PLANO - UBICACIÓN



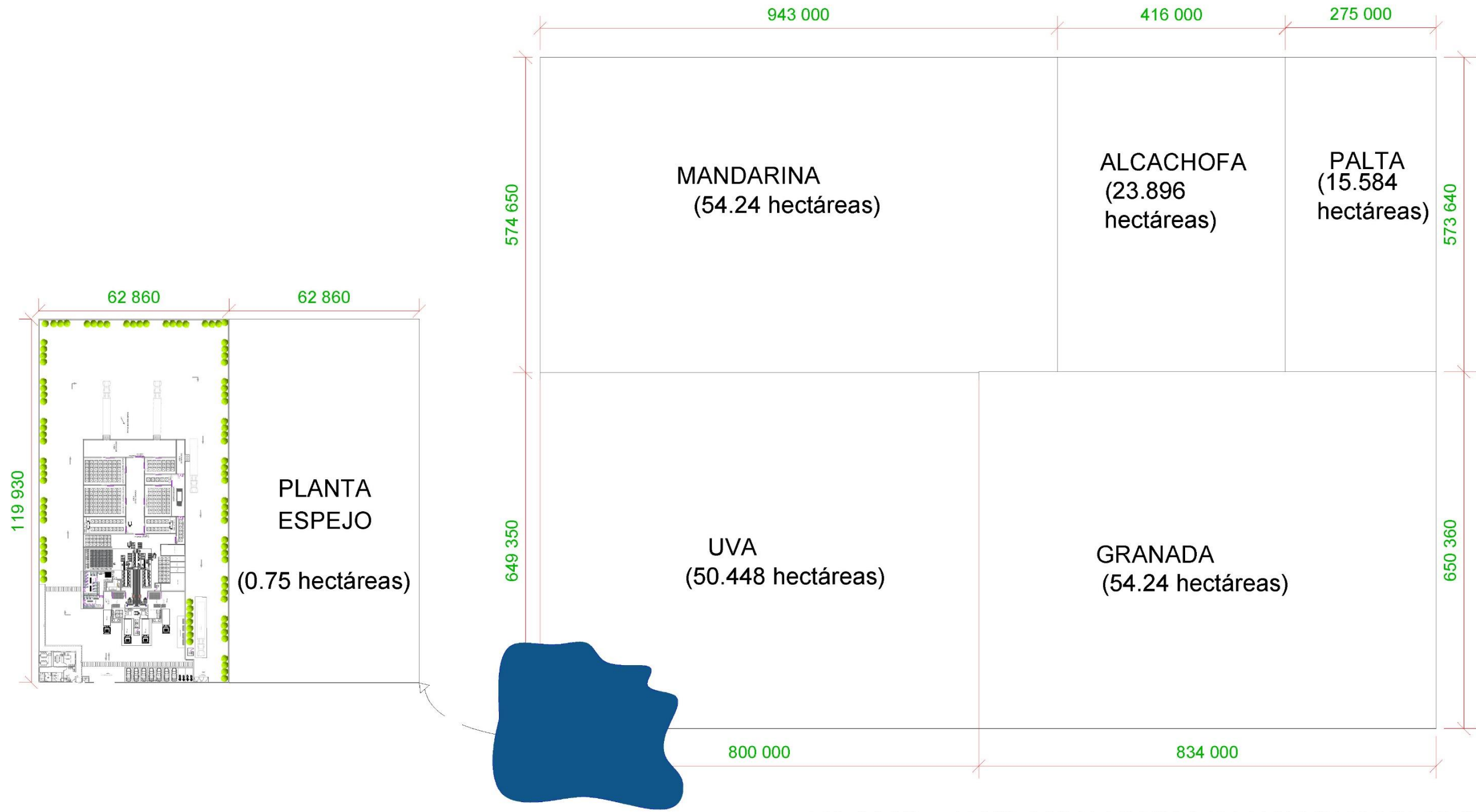
UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO:	DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
PLANO DE UBICACION	REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
	APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020



LAMINA :
PU-01

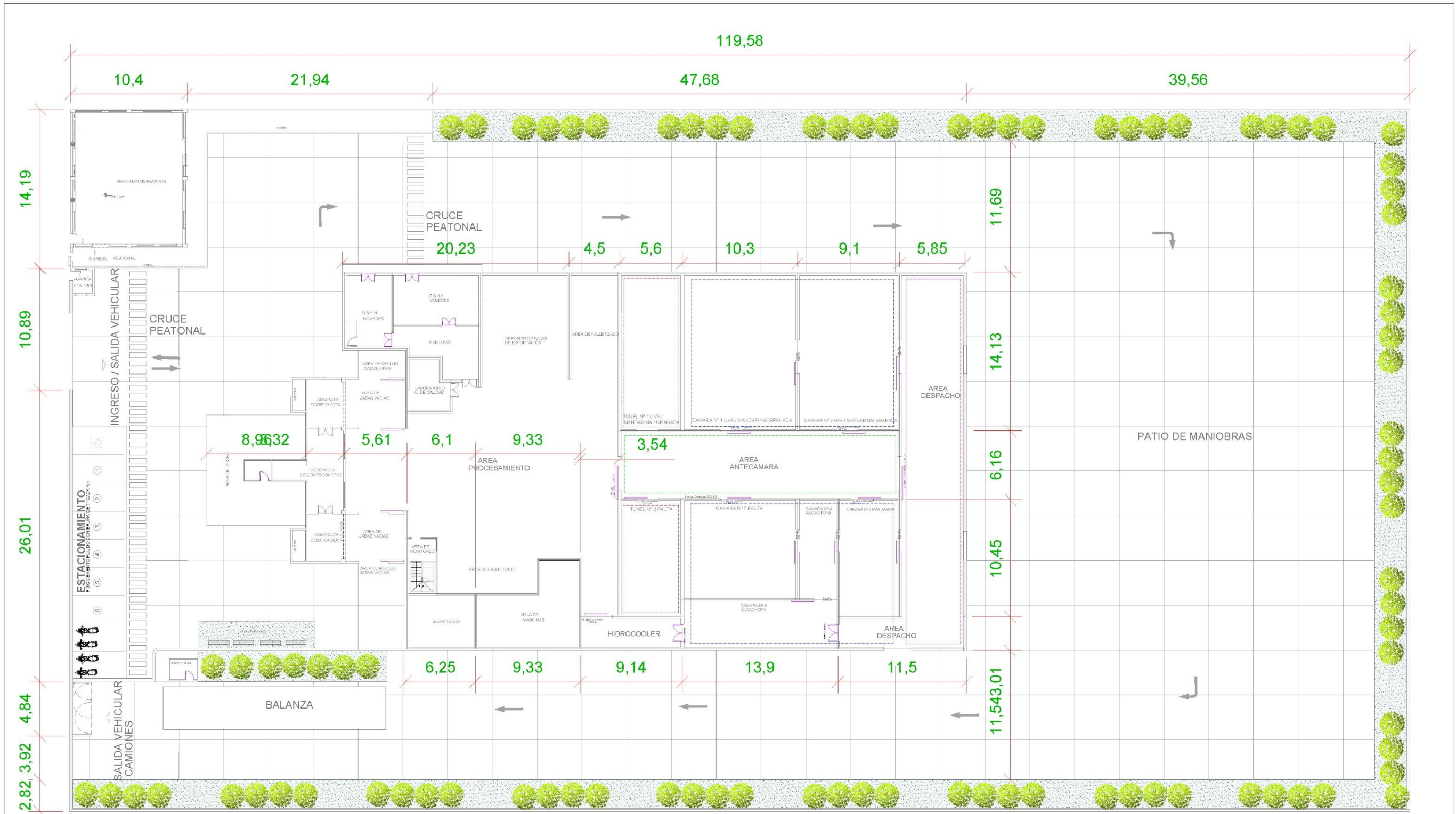
ESCALA:	FECHA:
.....	29/07/2020



PLANTA PROYECTADA Y PLANTA ESPEJO
(1.5 hectáreas)

PLANO - DISTRIBUCION DE PRODUCTOS

	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA		LAMINA : <h1>PU-02</h1>	
	"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"			
PLANO: DISTRIBUCION DE PRODUCTOS	DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020	 ESCALA:	
	REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020		FECHA: 29/07/2020
	APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020		



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO: PLANO GENERAL DE LA PLANTA	DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA:
	REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
	APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-03

	ESCALA:	FECHA:
	29/07/2020



PLANO - VISTA DE PLANTA 1 NIVEL



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

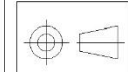
"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO:
VISTA DE PLANTA 1 NIVEL

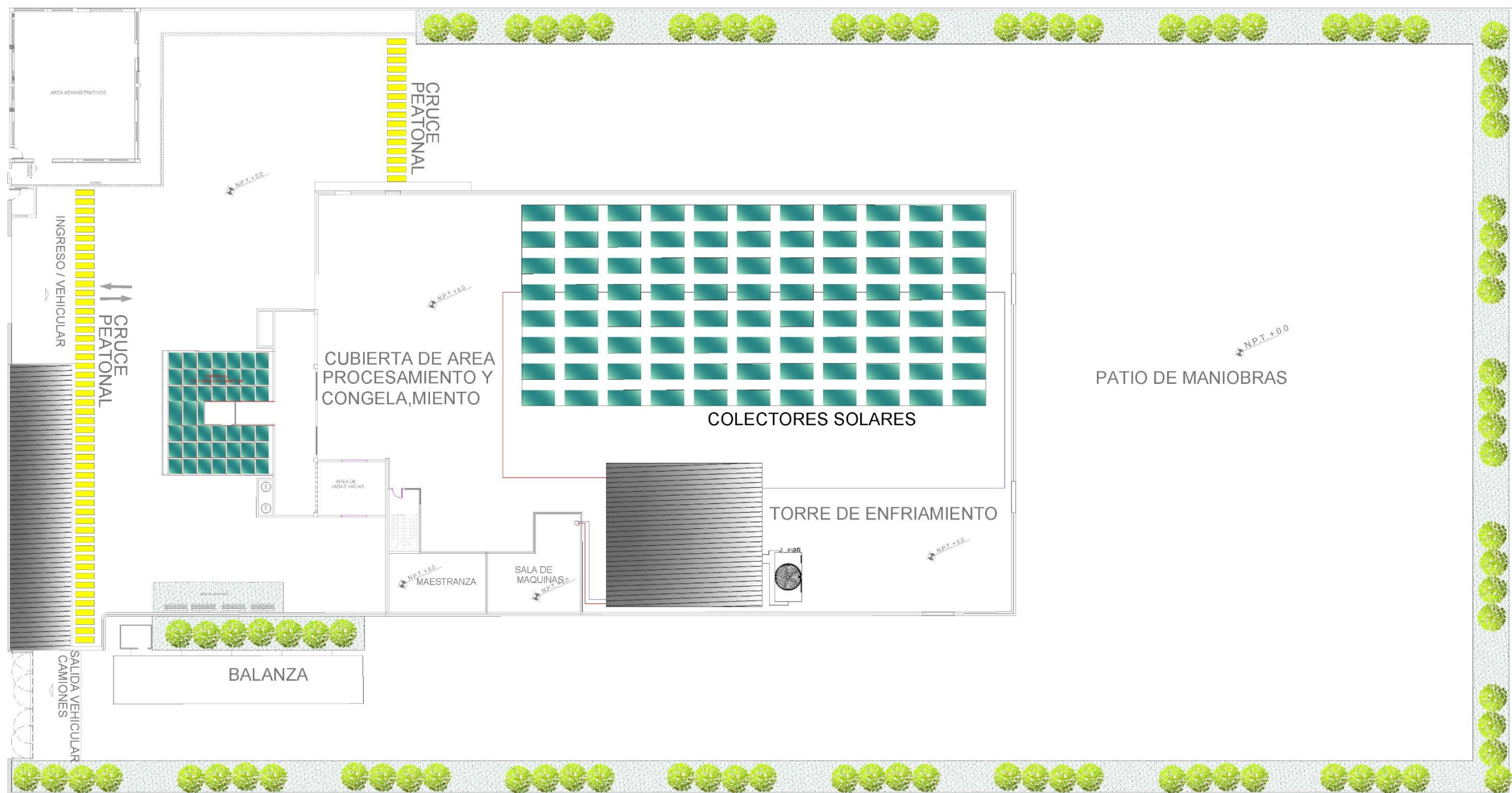
DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA:
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-04



ESCALA: _____
FECHA: 29/07/2020



PLANO - VISTA DE PLANTA 2 NIVEL



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

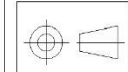
"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO:
VISTA DE PLANTA 2 NIVEL

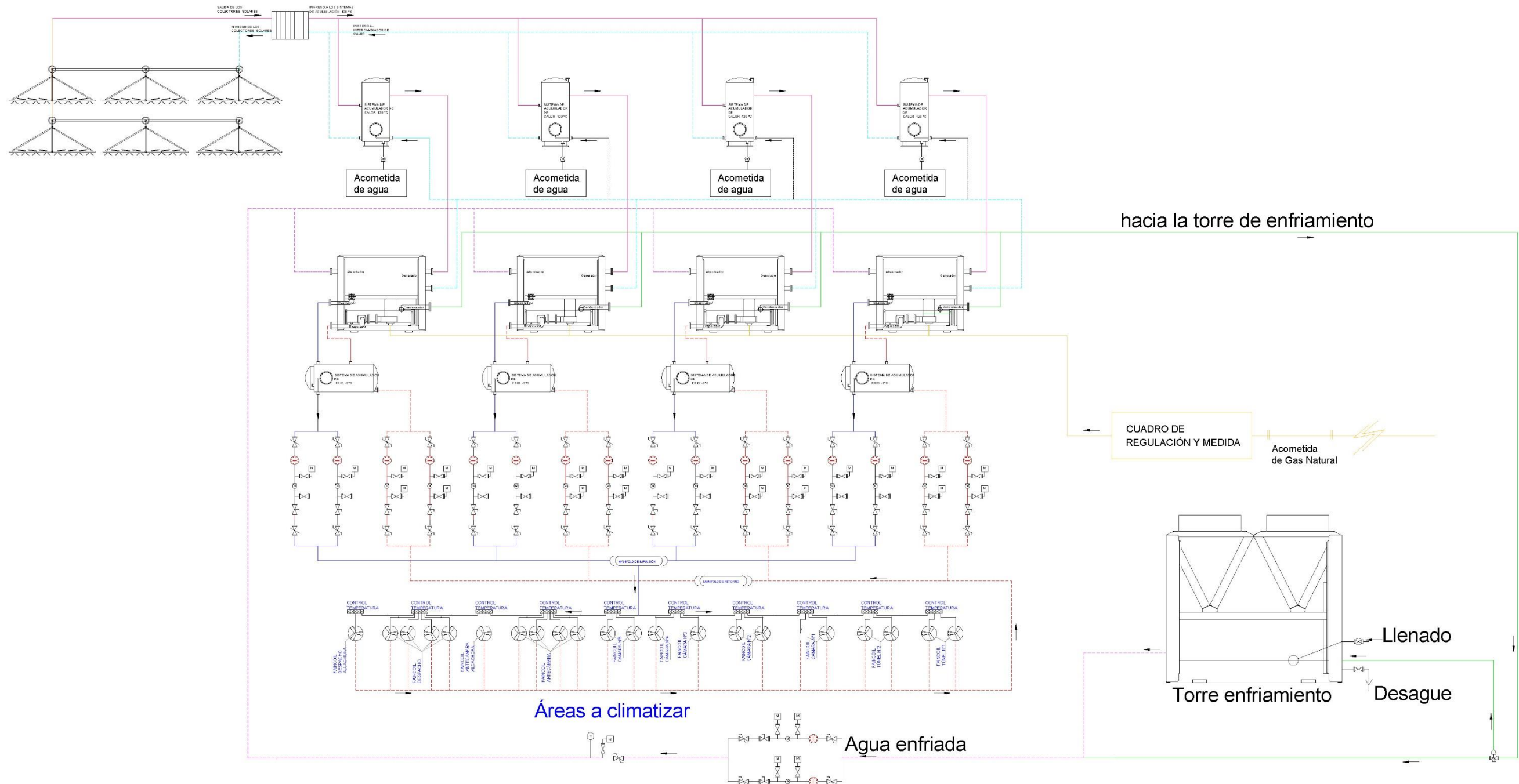
DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA:
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-05



ESCALA: _____
FECHA: 29/07/2020



LEYENDA		LEYENDA		LEYENDA	
SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	EQUIPO DE REFRIGERACIÓN FANCOIL		MÁQUINA DE ABSORCIÓN ROBUR		LÍNEA DE APROVECHAMIENTO DE CALOR HACIA GENERADOR
	INTERCAMBIADOR DE CALOR		TORRE DE ENFRIAMIENTO		LÍNEA DE INGRESO HACIA COLECTORES SOLARES
	SISTEMA DE ACUMULADOR DE CALOR/FRÍO		VÁLVULA DE MARIPOSA		LÍNEA DE AGUA ENFRIADA
	COLECTORES LINEALES FRESNEL		VÁLVULA DE RETENCIÓN		LÍNEA DE AGUA A ENFRIAR
	VALVULA SOLENOIDE NORMALMENTE ABIERTA		FILTRO		LÍNEA DE IMPULSIÓN
	MANOMETRO		TERMÓMETRO		LÍNEA DE RETORNO
	VALVULA DE REGULADORA		MANIFOLD		ACOMETIDA GAS NATURAL
	VALVULA DE BOLA		BOMBA DE CIRCULACIÓN		CONTROLADORES DE TEMPERATURA

PLANO - DISTRIBUCIÓN DE EQUIPOS



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

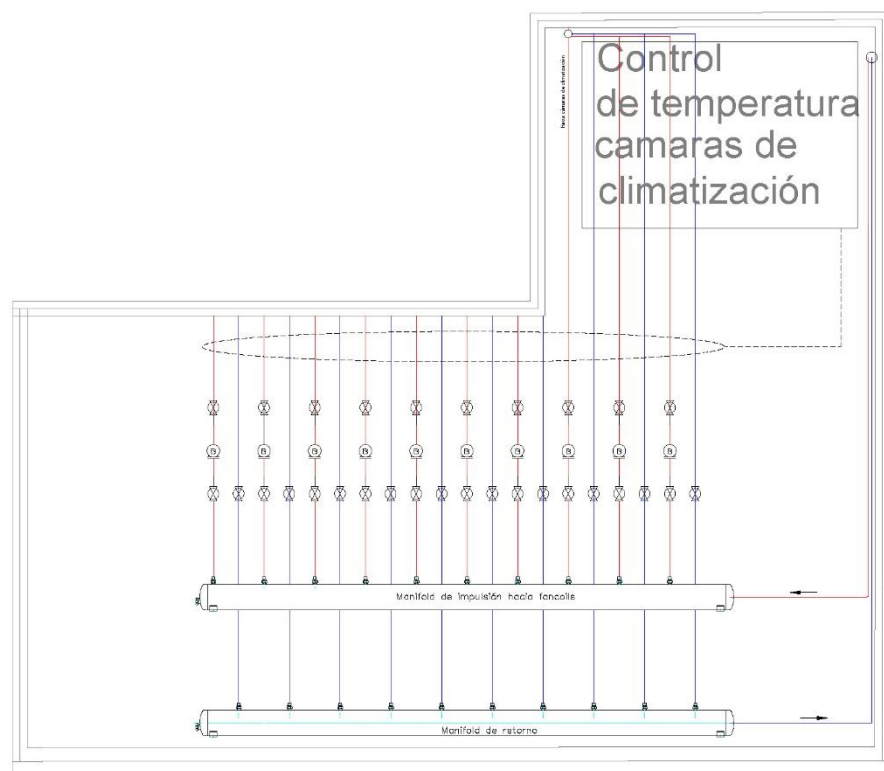
PLANO:
DISTRIBUCION DE EQUIPOS

DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

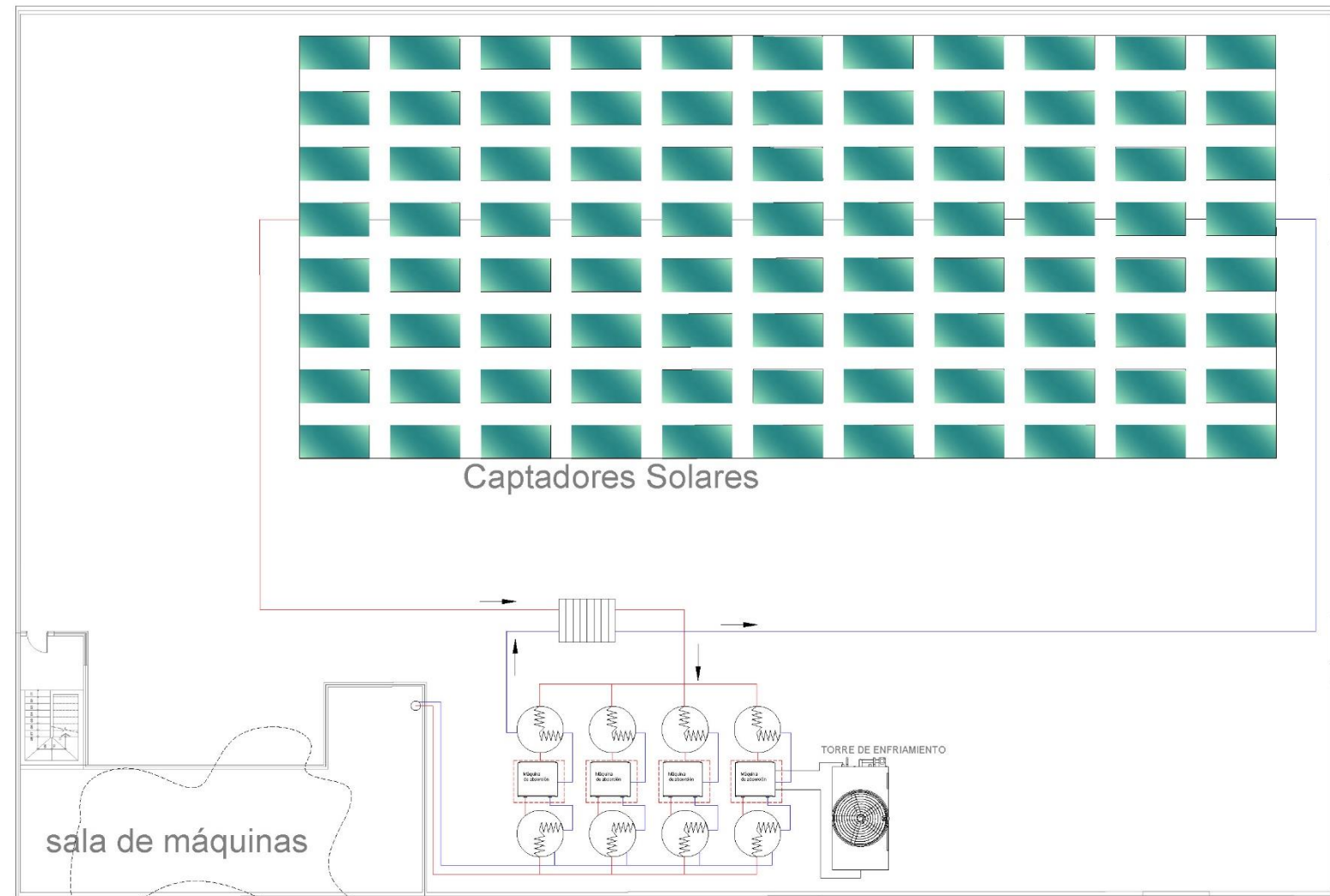
LAMINA :

PU-06

	ESCALA:	FECHA:
		29/07/2020



**SALA DE MAQUINAS
PRIMER NIVEL**



**AZOTEA DE CAMARAS Y SALA DE MAQUINAS
SEGUNDO NIVEL**

PLANO - DISTRIBUCION DE EQUIPOS CUBIERTA Y SALA DE MAQUINAS



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

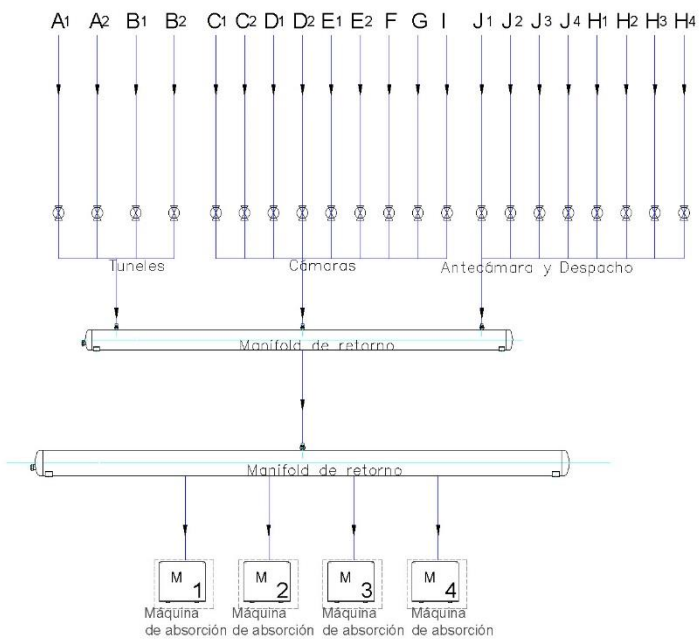
PLANO:
DISTRIBUCION DE EQUIPOS
CUBIERTA Y SALA DE MAQUINAS

DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

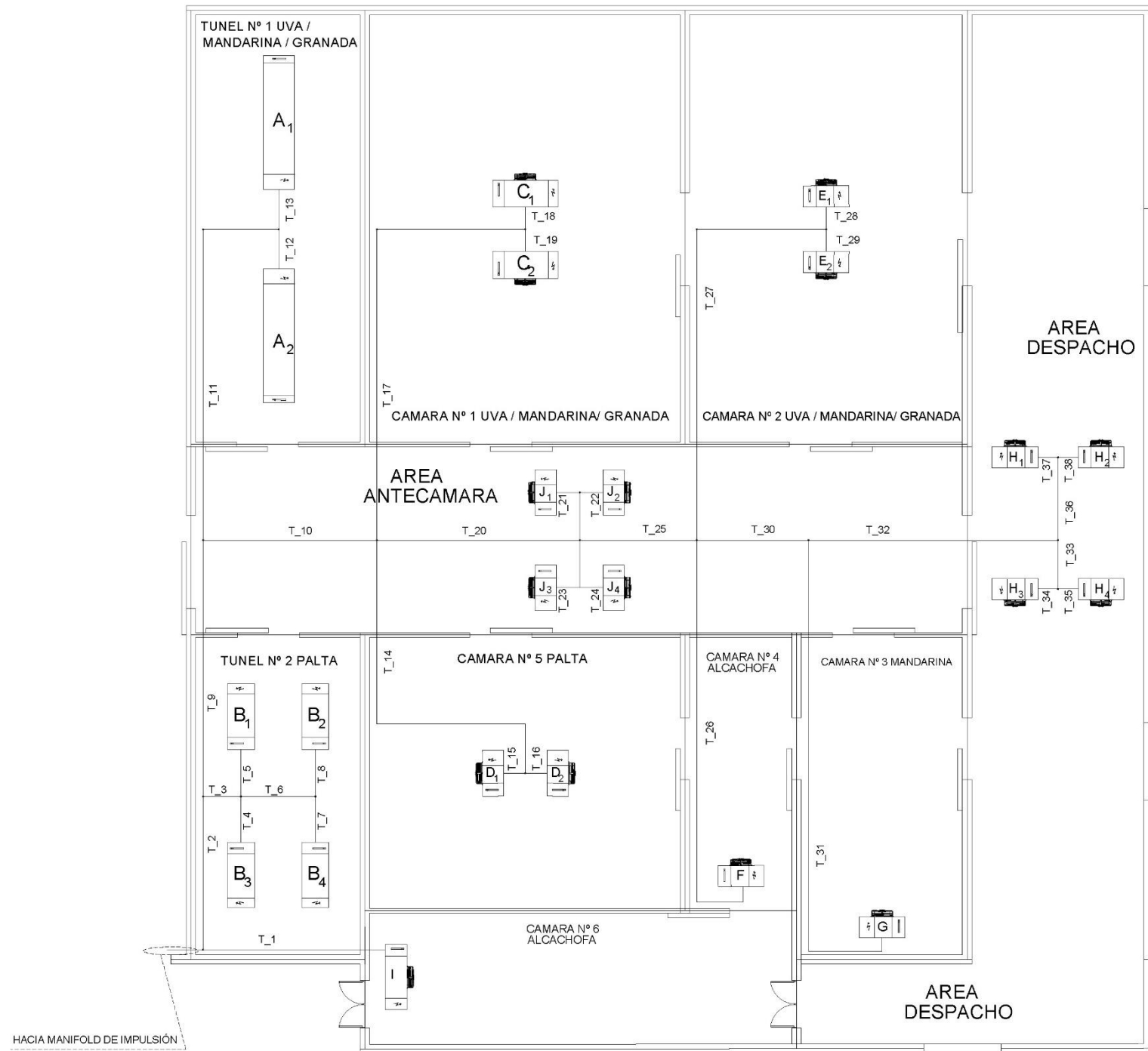
PU-07

	ESCALA:	FECHA:
	_____	29/07/2020



Perdida de Carga Circuito de Impulsión				
Túnel 2				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-2	4.94	21.78	3"	26.00
T-3	1.22	3.62	1 1/2"	22.00
T-4	1.52	0.905	1"	17.00
T-5	1.52	0.905	1"	17.00
T-6	2.4	1.81	1 1/4"	13.00
T-7	1.52	0.905	1"	17.00
T-8	1.52	0.905	1"	17.00
T-9	8.25	18.16	3"	17.00
Túnel 1				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-11	12.46	5.64	2"	15.00
T-12	1.28	2.82	1 1/2"	13.00
T-13	1.28	2.82	1 1/2"	13.00
Despacho				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-32	8.04	1.54	1 1/4"	13.00
T-33	1.58	0.77	1"	17.00
T-34	0.65	0.385	3/4"	60.00
T-35	0.65	0.385	3/4"	60.00
T-36	2.67	0.77	1"	17.00
T-37	0.65	0.385	3/4"	60.00
T-38	0.65	0.385	3/4"	60.00
Cámara N°3				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-30	3.6	2.985	1 1/2"	15.00
T-31	16.05	1.445	1 1/4"	9.00
Cámara N°2				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-27	14.19	2.89	1 1/2"	15.00
T-28	0.72	1.445	1 1/4"	9.00
T-29	0.72	1.445	1 1/4"	9.00

Cámara N°4				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-26	13.65	1.445	1 1/4"	9.00
Antecámara				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-20	6.53	8.86	2 1/2"	15.00
T-21	0.75	0.385	3/4"	60.00
T-22	0.75	0.385	3/4"	60.00
T-23	0.75	0.385	3/4"	60.00
T-24	0.75	0.385	3/4"	60.00
T-25	3.77	7.32	2 1/2"	8.00
T-10	5.6	12.52	2 1/2"	30.00
Cámara N°5				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-14	12.28	0.77	1"	17.00
T-15	0.7	0.385	3/4"	60.00
T-16	0.7	0.385	3/4"	60.00
Cámara N°1				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-17	14.8	2.89	1 1/2"	15.00
T-18	0.72	1.445	1 1/4"	9.00
T-19	0.72	1.445	1 1/4"	9.00
Cámara N°6				
Longitud (m)	Caudal (m ³ /hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca/m)	Caída de Presión (mca)
T-1	5.86	3.86	2"	6.00



PLANO - DISTRIBUCION DE TUBERIA LINEA DE IMPULSION GLICOL/AGUA



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

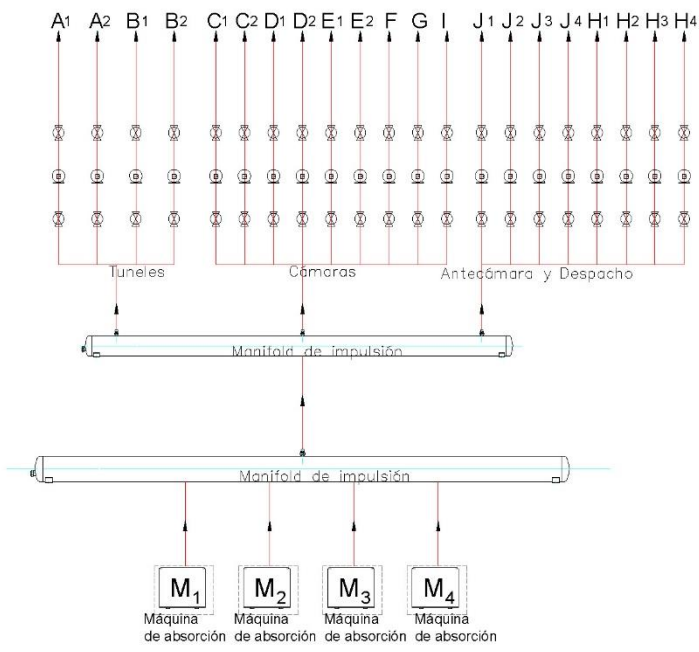
PLANO:
DISTRIBUCION DE TUBERIA
LINEA DE IMPULSION

DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-08

ESCALA:	FECHA:
_____	29/07/2020



Perdida de Carga Circuito de Retorno				
Túnel 2				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-3	9.74	3.62	1 1/2"	20.00
T-4	8.22	9.3	2 1/2"	13.00
Túnel 1				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-5	4.3	5.64	2"	15.00
T-6	10.02	5.64	2"	15.00
T-7	5.6	3.66	1 1/2"	22.00
Despacho				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-20	3.6	2.98	1 1/2"	13.00
T-23	8.04	1.54	1 1/4"	11.00
T-24	2.83	0.77	1"	15.00
T-25	3.95	0.77	1"	15.00
Cámara N°3				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-21	2.81	1.445	1 1/4"	7.50
T-22	13.24	1.445	1 1/4"	7.50
Cámara N°2				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-18	5.08	2.89	1 1/2"	13.00
T-19	10.02	2.89	1 1/2"	13.00
Cámara N°4				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-16	2.09	1.445	1 1/4"	7.50
T-17	11.65	1.445	1 1/4"	7.50
Antecámara				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-12	6.53	8.86	2 1/2"	14.00
T-13	3.03	0.77	1"	15.00
T-14	3.03	0.77	1"	15.00
T-15	3.77	7.32	2"	21.00

Cámara N°5				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-10	7.76	0.77	1"	15.00
T-11	5.9	0.77	1"	15.00
Cámara N°1				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-8	5.83	2.89	1 1/2"	13.00
T-9	10.02	2.89	1 1/2"	13.00
Cámara N°6				
Longitud (m)	Caudal (m3/hr)	Diámetro (pulgadas)	Caída de Presión (mmca /m)	Caída de Presión (mca)
T-1	6.6	3.86	1 1/2"	21.00
T-2	4.97	12.92	2 1/2"	24.00



PLANO - DISTRIBUCION DE TUBERIA LINEA DE RETORNO GLICOL/AGUA



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

LAMINA :

PU-09

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO:
DISTRIBUCION DE TUBERIA LINEA DE RETORNO

DISEÑADO POR:
GUIDO VASQUEZ

REVISADO POR:
DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS

APROBADO POR:
DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS

FECHA:
29/07/2020

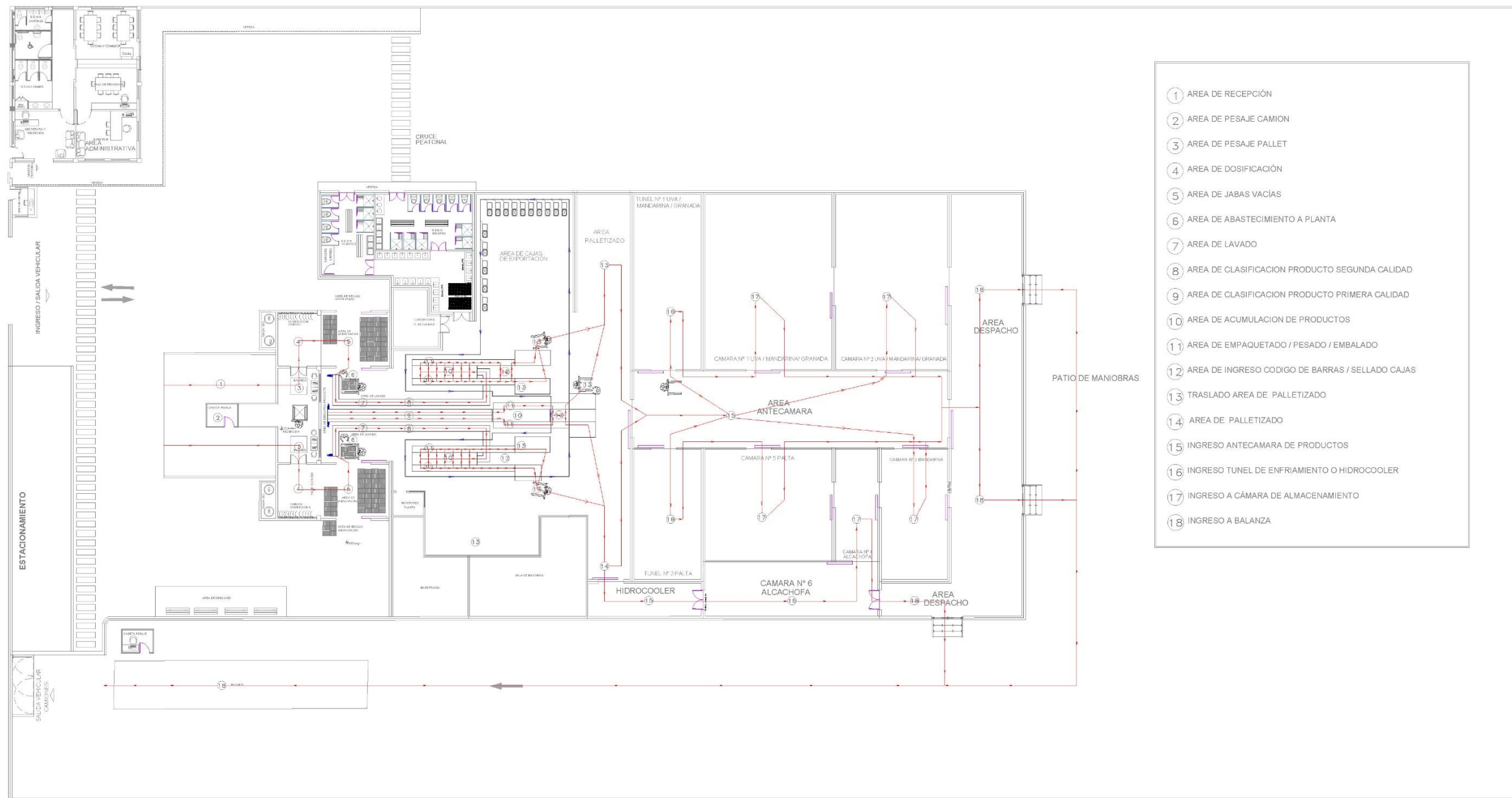
FECHA:
29/07/2020

FECHA:
29/07/2020

ESCALA:



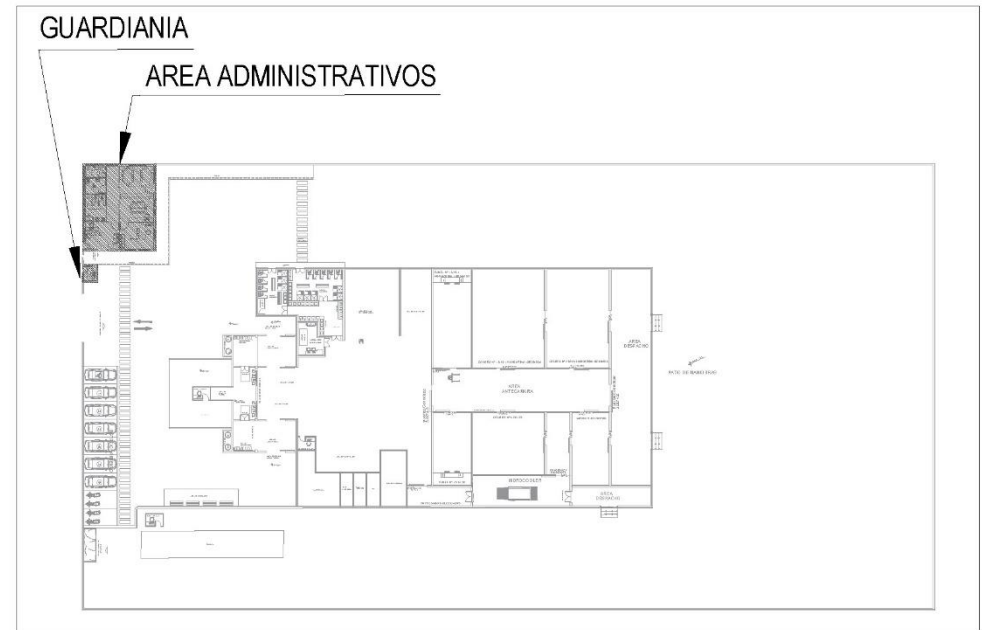
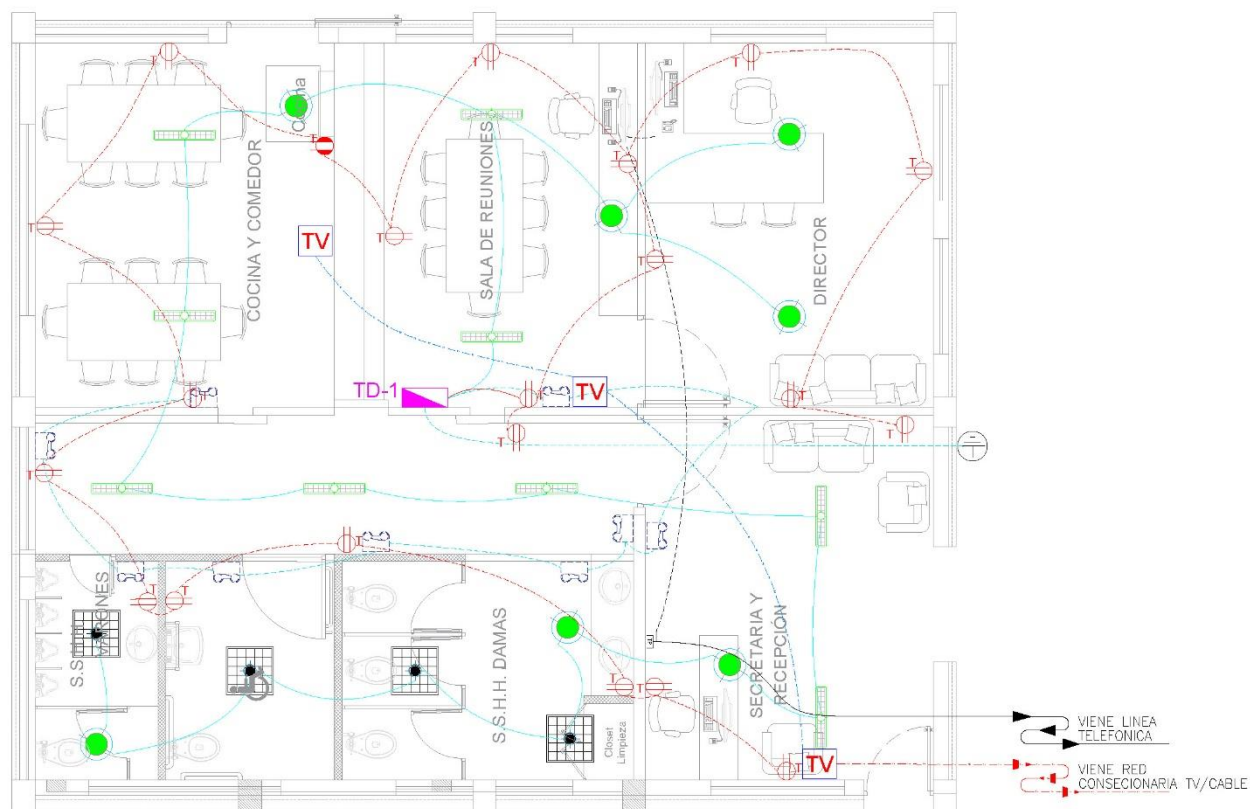
FECHA:
29/07/2020



- ① AREA DE RECEPCIÓN
- ② AREA DE PESAJE CAMION
- ③ AREA DE PESAJE PALLET
- ④ AREA DE DOSIFICACIÓN
- ⑤ AREA DE JABAS VACIAS
- ⑥ AREA DE ABASTECIMIENTO A PLANTA
- ⑦ AREA DE LAVADO
- ⑧ AREA DE CLASIFICACION PRODUCTO SEGUNDA CALIDAD
- ⑨ AREA DE CLASIFICACION PRODUCTO PRIMERA CALIDAD
- ⑩ AREA DE ACUMULACION DE PRODUCTOS
- ⑪ AREA DE EMPAQUETADO / PESADO / EMBALADO
- ⑫ AREA DE INGRESO CODIGO DE BARRAS / SELLADO CAJAS
- ⑬ TRASLADO AREA DE PALLETIZADO
- ⑭ AREA DE PALLETIZADO
- ⑮ INGRESO ANTECAMARA DE PRODUCTOS
- ⑯ INGRESO TUNEL DE ENFRIAMIENTO O HIDROCOOLER
- ⑰ INGRESO A CÁMARA DE ALMACENAMIENTO
- ⑱ INGRESO A BALANZA

PLANO - PROCESOS DE LA PLANTA

	UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA		LAMINA : <h1 style="font-size: 2em;">PU-10</h1>
	"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"		
PLANO: PROCESOS DE LA PLANTA	DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020 FECHA: 29/07/2020 FECHA: 29/07/2020	ESCALA:  FECHA: 29/07/2020

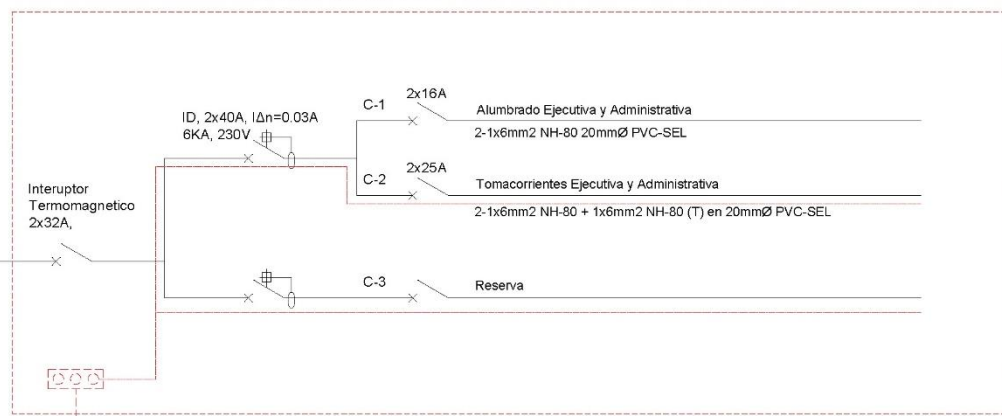


CALCULO DEL ALIMENTADOR

CALCULO DE ALIMENTADOR TD-1
 $IN = \frac{6,616.50}{220 \times 0.9} = 33.42 \text{ Amp.}$
ID= 50.13 Amp segun SEAL
ALIMENTADOR A TABLERO:
NH-80 2 -1X 10 mm2

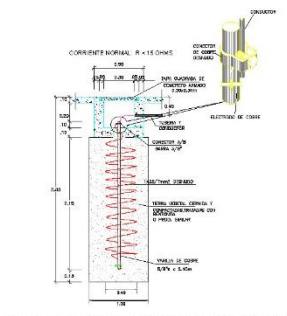
CUADRO DE CARGAS TABLERO (TD-1)					
Descripcion del Circuito	Area (m2)	Factor Carga (W/m2)	Carga Instalada (W)	Factor Demanda	Maxima Demanda (W)
ALUMBRADO Y TOMACORRIENTE Ejecutiva y administrativa	112.33	50	5,616.50	1.00	5,616.50
RESERVA			1,000.00	1.00	1,000.00
TOTAL			6,616.50 W		6,616.50 W

ESQUEMA DE TABLERO DISTRIBUCION (TD-1)



TD-1

TG 2-1x10mm2 NH-80 50mmØ PVC-SAP



DETALLE DE SISTEMA DE POSO A TIERRA

CUADRO DE AREAS CONSTRUIDAS	
AREA DE TERRENO	
Area Administrativa	128.00 m2.

LEYENDA DE INSTALACIONES DEL SISTEMA ELÉCTRICO

SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN	CAJA	INSTALACIÓN
	CIRCUITO DERIVADO DE ALUMBRADO CON CONDUCTOR 2-1x4mm2+1x4mm2(T), POR TECHO O PARED EN 20 mmØ PVC-P (SALVO INDICACION)		
	CIRCUITO DERIVADO DE ALUMBRADO CON CONDUCTOR 2-1x4mm2+1x4mm2(T), POR PISO EN 20 mmØ PVC-P (SALVO INDICACION)		
	3 HILOS (2F+T)		
	3 HILOS		
	SALIDA PARA ARTEFACTO FLUORESCENTE COMPACTA ACRILICO GALAXE/36W		
	LUMINARIA DE 1X36W, CON EQUIPO DE ILUMINACION DE LAMPARA FLUORESCENTE TUBULAR	OCTOGONAL DE 1'Ø EN TECHO	
	SALIDA PARA ARTEFACTO FLUORESCENTE CON DIFUSOR REJILLA RBL - ADOSADO O EMPOTRADO 2x2' 3TC 1-36 36W	OCTOGONAL DE 1'Ø	EN TECHO
	SALIDA PARA ARTEFACTO FLUORESCENTE COMPACTO EXTERIOR 1X36W	OCTOGONAL DE 1'Ø	EN PARED, h=2.20m. SNPT (EJE) O INDICADA.
	INTERRUPTOR UNIPOLAR DE 1,2 Y 3 GOLPES	RECTANGULAR DE 1'Ø	EN PARED, h=1.20m. SNPT (EJE)
	INTERRUPTOR DE COMUTACION	RECTANGULAR DE 1'Ø	EN PARED, h=1.20m. SNPT (EJE)
	TOMACORRIENTE BIPOLAR DOBLE CON LINEA A TIERRA	RECTANGULAR DE 1'Ø	EN PARED, h=0.40 m. O INDICADA SNPT (3.1)
	ARTEFACTO DE EMERGENCIA (TC-D TC-L) DE 1X40W ADOSADO AL TECHO	RECTANGULAR DE 1'Ø	EN PARED, h=1.10 m. O INDICADA SNPT (3.1)
	MEDIDOR DE ENERGIA		
	SALIDA DE TELEFONO h=0.40m		EN TECHO O INDICADA EN PLANOS
	SALIDA PARA TV. (CABLE) h=1.50m y h=0.40m		
	TABLERO DE DISTRIBUCION ELECTRICO	ESPECIAL (POR FABRICANTE)	EN PARED, h=1.40m. SNPT (3.5.)
	TABLERO GENERAL	ESPECIAL (POR FABRICANTE)	EN PARED, h=1.40m. SNPT (3.5.)
	CONTACTOR MONOFASICO O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA		
	INTERRUPTOR DIFERENCIAL MONOFASICO O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA EN PLANOS RESPECTIVOS		
	INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MONOFASICO O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA		
	POZO A TIERRA		

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACION INDUSTRIAL POR ABSORCION EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

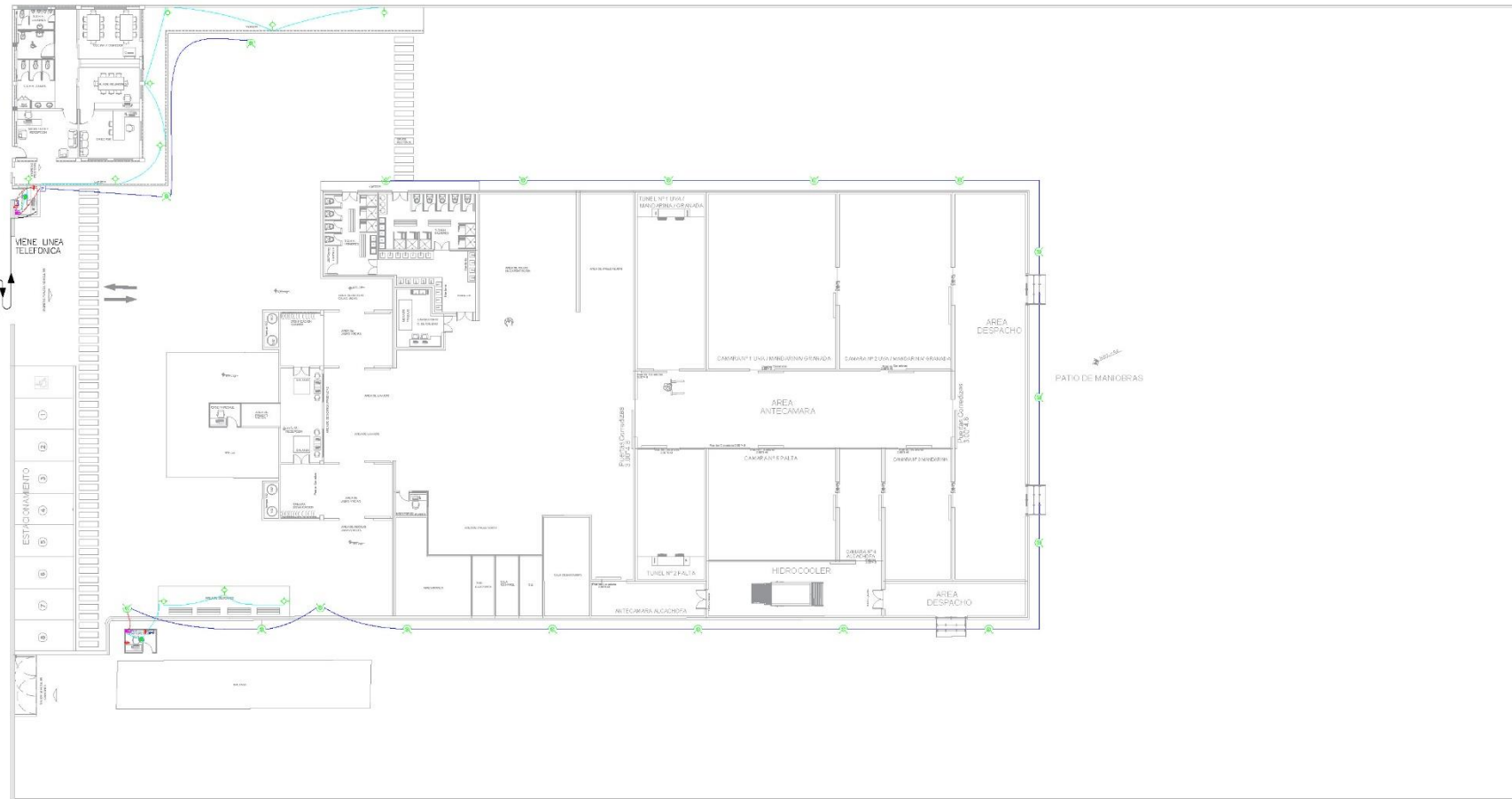
PLANO: **INSTALACIONES ELECTRICAS AREAS ADMINISTRATIVAS**

DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ FECHA: 29/07/2020
 REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS FECHA: 29/07/2020
 APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-11

ESCALA: FECHA: 29/07/2020



CUADRO DE CARGAS TABLERO (TD-2)

Descripcion del Circuito	Area (m2)	Factor Carga (W/m2)	Carga Instalada (W)	Factor Demanda	Maxima Demanda (W)
ALUMBRADO Caseta de vigilancia			288.00	1.00	288.00
TOMACORRIENTES Caseta de vigilancia			400.00	1.00	400.00
ALUMBRADO EXTERIORES REFLECTORES (2 unid. x 250 W)			500.00	1.00	500.00
Reserva			1,000.00	1.00	1,000.00
TOTAL			2,188 W		2,188 W

CUADRO DE CARGAS TABLERO (TD-3)

Descripcion del Circuito	Area (m2)	Factor Carga (W/m2)	Carga Instalada (W)	Factor Demanda	Maxima Demanda (W)
ALUMBRADO Caseta de vigilancia			144	1.00	144
TOMACORRIENTES Caseta de vigilancia			400	1.00	400
ALUMBRADO EXTERIORES REFLECTORES (16 und. x 250 W)			4000	1.00	4000
TOTAL			4,544 W		4,544 W

LEYENDA DE INSTALACIONES DEL SISTEMA ELECTRICO

SIMBOLO	DESCRIPCION	CAJA	INSTALACION
	CIRCUITO DE ALUMBRADO CON CONDUCTOR 2-14mm ² -14mm ² (T) POR TUBO O PARED EN 25 mm PVC-F (VALOR INDICADO)		
	CIRCUITO DE ALUMBRADO CON CONDUCTOR 2-14mm ² -14mm ² (T) POR TUBO O PARED EN 25 mm PVC-F (VALOR INDICADO)		
	CIRCUITO DE TOMACORRIENTES CON CONDUCTOR 2-14mm ² -14mm ² (T) POR TUBO O PARED EN 25 mm PVC-F (VALOR INDICADO)		
	CIRCUITO DE TOMACORRIENTES CON CONDUCTOR 2-14mm ² -14mm ² (T) POR TUBO O PARED EN 25 mm PVC-F (VALOR INDICADO)		
	3 FASES (3x1)		
	3 FASES		
	SALIDA PARA ATRAPADO FLUORESCENTE COMPACTO APLICADO CALIBRE/38W		
	SALIDA PARA ATRAPADO FLUORESCENTE COMPACTO EXTERIOR 110W	RECTANGULAR DE P'F'	EN PARED, 1=230m, 2=150m, 3=100m
	INTERRUPTOR UNIPOLAR DE 1, 2 Y 3 POLARES	RECTANGULAR DE P'F'	EN PARED, 1=130m, 2=100m, 3=80m
	INTERRUPTOR DE COMUNICACION	RECTANGULAR DE P'F'	EN PARED, 1=130m, 2=100m, 3=80m
	TOMACORRIENTE BIPOLAR Doble con LAMPA A TUBO	RECTANGULAR DE P'F'	EN PARED, 1=100m, 2=80m, 3=60m
	ATRAPADO DE EMERGENCIA (CO-3-10-1) DE 150W ADOBADO AL TECHO	RECTANGULAR DE P'F'	EN PARED, 1=110m, 2=80m, 3=60m
	VEHICULO DE ENERGIA		
	SALIDA DE TELEFONO 1=400m		EN TECHO O INDICADA EN PLANOS
	SALIDA PARA TV (250W) 1=100m y 1=100m		
	TABLERO DE DISTRIBUCION ELECTRICO	ESPECIAL (POR FABRICANTE)	EN PARED, 1=140m, 2=100m, 3=80m
	TABLERO GENERAL	ESPECIAL (POR FABRICANTE)	EN PARED, 1=140m, 2=100m, 3=80m
	CONTACTOR MONOPOLAR O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA		
	INTERRUPTOR DIFERENCIAL MONOFASICO O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA EN PLANOS RESPECTIVOS		
	INTERRUPTOR TERMOMAGNETICO MONOFASICO O TRIFASICO DE CAPACIDAD INDICADA		
	PODO A TIERRA		

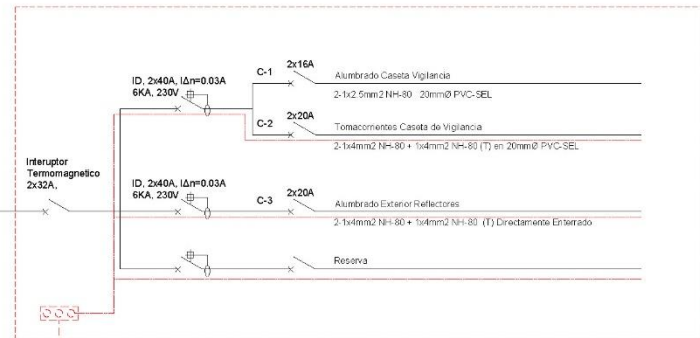
TD-2

TG 2-1x6 mm² NH-80 35mm^Ø PVC-SAP

CALCULO DEL ALIMENTADOR

CALCULO DE ALIMENTADOR TD-2
 $I_N = \frac{2,188}{220 \times 0.9} = 11.051 \text{ Amp.}$
 $I_D = 16.577 \text{ Amp segun SEAL}$
 ALIMENTADOR A TABLERO:
 NH-80 2-1X 6 mm²

ESQUEMA DE TABLERO DISTRIBUCION (TD-2)



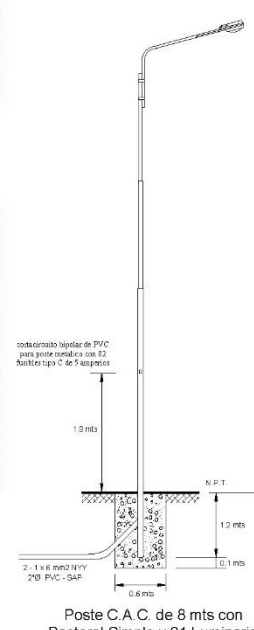
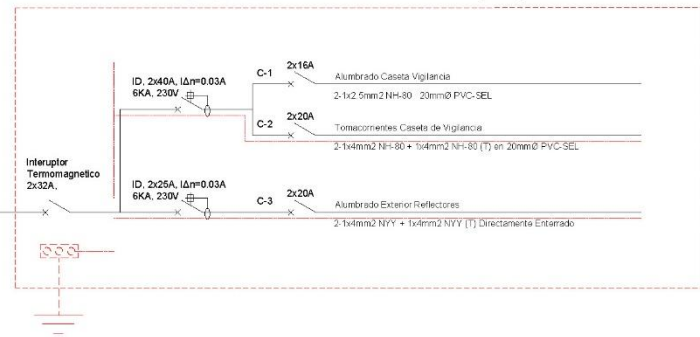
TD-3

TG 2-1x6mm² NH-80 35mm^Ø PVC-SAP

CALCULO DEL ALIMENTADOR

CALCULO DE ALIMENTADOR TD-3
 $I_N = \frac{4,544}{220 \times 0.9} = 22.95 \text{ Amp.}$
 $I_D = 34.425 \text{ Amp segun SEAL}$
 ALIMENTADOR A TABLERO:
 NH-80 2-1X 6 mm²

ESQUEMA DE TABLERO DISTRIBUCION (TD-3)



UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
 PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACION INDUSTRIAL POR ABSORCION EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

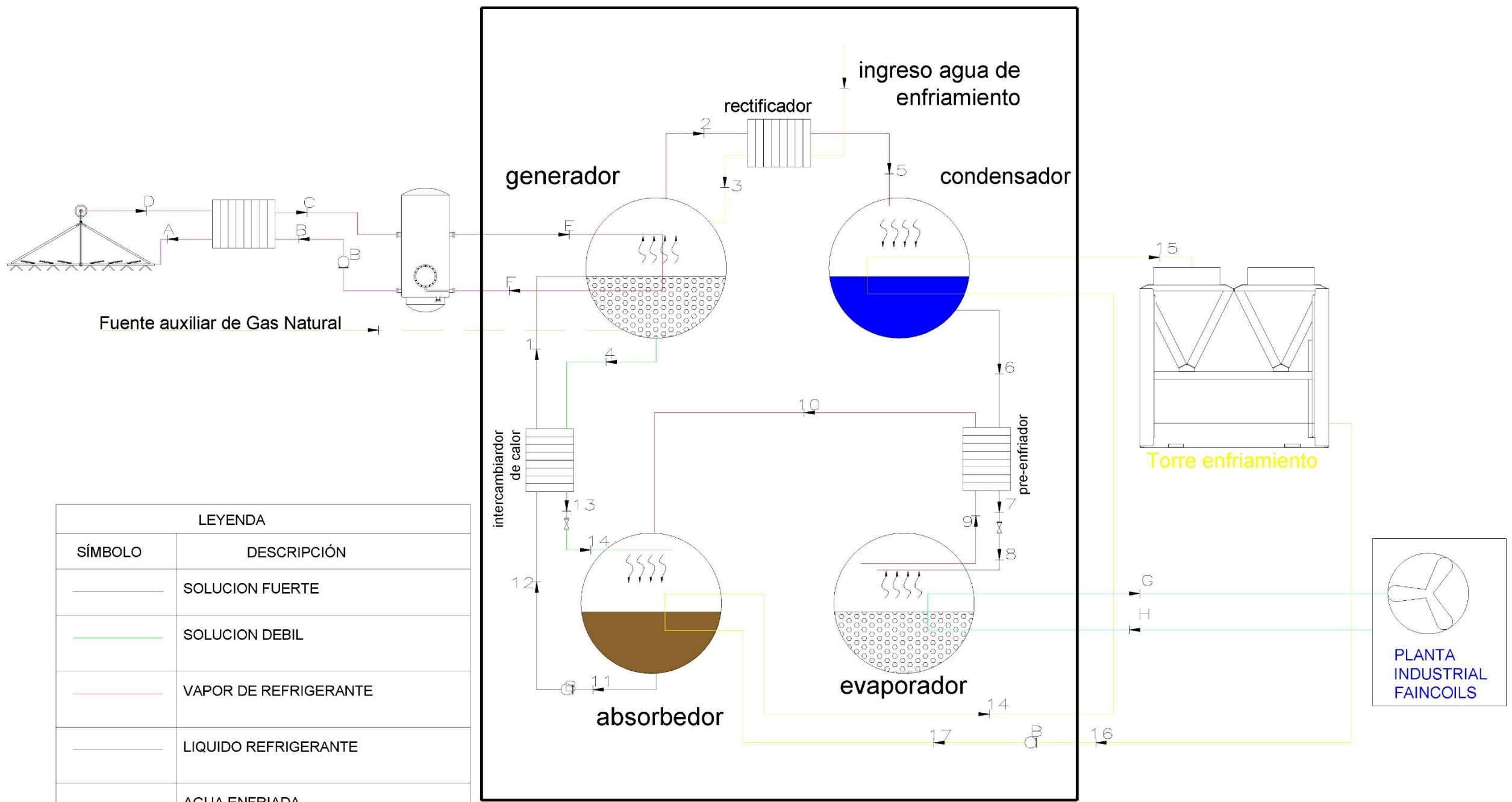
PLANO:
**INSTALACIONES ELECTRICAS
 ALUMBRADO EXTERIOR**

DISEÑO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
REVISADO POR:	FECHA:
DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	29/07/2020
APROBADO POR:	FECHA:
DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	29/07/2020

LAMINA :

PU-12

	ESCALA:	FECHA:
		29/07/2020



LEYENDA	
SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
	SOLUCION FUERTE
	SOLUCION DEBIL
	VAPOR DE REFRIGERANTE
	LIQUIDO REFRIGERANTE
	AGUA ENFRIADA
	FUENTE AUXILIAR DE Gas Natural
	LINEA DE APROVECHAMIENTO DE CALOR HACIA GENERADOR
	LINEA DE IMPULSION Y RETORNO DE AGUA + GLICOL HACIA CAMARAS DE CLIMATIZACION

MAQUINA DE ABSORCION

UNIVERSIDAD CATOLICA DE SANTA MARIA
PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

"PROYECTO DE PRE-FACTIBILIDAD DE UNA PLANTA DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL POR ABSORCIÓN EN EL DISTRITO DE MAJES PARA UNA CAPACIDAD DE 256 KW"

PLANO:
ESQUEMA MAQUINA DE ABSORCION

DISEÑADO POR: GUIDO VASQUEZ	FECHA: 29/07/2020
REVISADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020
APROBADO POR: DR. GORDILLO ANDIA, CARLOS	FECHA: 29/07/2020

LAMINA :

PU-13

ESCALA:	FECHA: 29/07/2020
------------------	----------------------